

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

**COURS**  
**« CONVERSION D'ENERGIE »**  
**POUR MASTER I**  
**MECANIQUE APPLIQUEE**

REALISE PAR :

**DR. BOUDJABI AMEL FERAL**

MAITRE DE CONFERENCES B

# SOMMAIRE

<b>Chapitre I : Rappels de thermodynamique</b>	01
I. Introduction	01
I.1. Définitions	01
I.1.1. La matière	01
I.1.2. Les propriétés de la matière	03
I.1.3. La notion de système thermodynamique	04
I-1-4. Paramètres ou variables d'état, fonction d'état et équation d'état	04
I.1.5. Equation d'état d'un gaz parfait	05
I.2. Energie interne U	05
I.3. Le travail W	06
I.4. La chaleur Q	07
I.5. L'enthalpie H	07
I.6. Les transformations thermodynamiques	07
I.6.1. Transformation isotherme	08
I.6.2. Transformation isochore	08
I.6.3. Transformation isobare	09
I.6.4. Transformation adiabatique	09
I.6.5. Transformation polytropique	10
<b>Chapitre II : Cycles thermodynamiques</b>	12
II.1. Introduction	12
II.2. Les principes de la thermodynamique	12
II.2.1. Le principe « 0 »	12
II.2.2. Le 1 <sup>er</sup> principe	12
II.2.3. Le 2 <sup>ème</sup> principe	13
II.2.4. Le 3 <sup>ème</sup> principe	13
II.3. Les cycles thermodynamiques	14
II.3.1. Machine de Carnot	14
II.3.2. Performance de la machine de Carnot	15
<b>Chapitre III : Etude générale des machines</b>	16
III.1. Introduction	16
III.2. Machines thermiques	16
III.3. Machines frigorifiques	17
III.3.1. Cycle réfrigérateur	17
III.3.2. Pompes à chaleur	18
III.4. Machines motrices ( moteurs )	19
III.4.1. Moteur à combustion externe	19
III.4.2. Moteur à combustion interne	19
<b>Chapitre IV : Etude pratique des machines</b>	21
IV.1. Machines volumétriques	21
IV.1.1. Les compresseurs	21
IV.2. Machines dynamiques	24
IV.2.1. Les turbocompresseurs	24
IV.2.2. Les machines frigorifiques	26
IV.2.2.1. La machine frigorifique	26
IV.2.2.2. Les pompes à chaleur	38
IV.2.2.3. Machines F et PAC réelles	39
IV.2.3. Les turbines à gaz	40
IV.2.4. Les turbines à vapeur	44
IV.3. Les moteurs à combustion interne	47
IV.3.1. Introduction	47
IV.3.2. Le cycle à volume constant ( moteur essence )	48
IV.3.3. Le cycle à pression constante ( moteur diesel )	53
IV.3.4. Cycle diesel mixte	55
<b>Chapitre V : Cogénération ou couplage chaleur-force</b>	57
V..1. Introduction	57
V.2. Principe de fonctionnement	57
V.3. Exemples de cogénération	57
V.3.1. Dans les turbines à vapeur	57
V.3.2. Dans les turbines à gaz	60
V.3.3. Dans les moteurs à gaz	61

## CHAPITRE I : Rappels de Thermodynamique

### I. Introduction

La thermodynamique est définie comme la science des machines thermiques ou encore comme la science des grands systèmes en équilibre, elle étudie le comportement de la matière face aux échanges énergétiques et de matière avec le milieu extérieur. Cela revient à étudier les processus d'échange de chaleur et de conversion d'énergie.

On distingue deux aspects de la thermodynamique : la thermodynamique classique qui concerne la matière, ses propriétés et ses échanges à échelle globale ou macroscopique et la thermodynamique statistique qui concerne les échanges à échelle de l'atome ou de la molécule et leur répartition en fonction des changements et équilibres provoqués.

### I-1- Définitions

#### I-1-1. La matière

la matière ou substance est l'ensemble formé par un groupement de molécules et atomes, elle peut être sous trois formes classiques qu'on appelle états de la matière : solide, liquide et gaz ou vapeur.

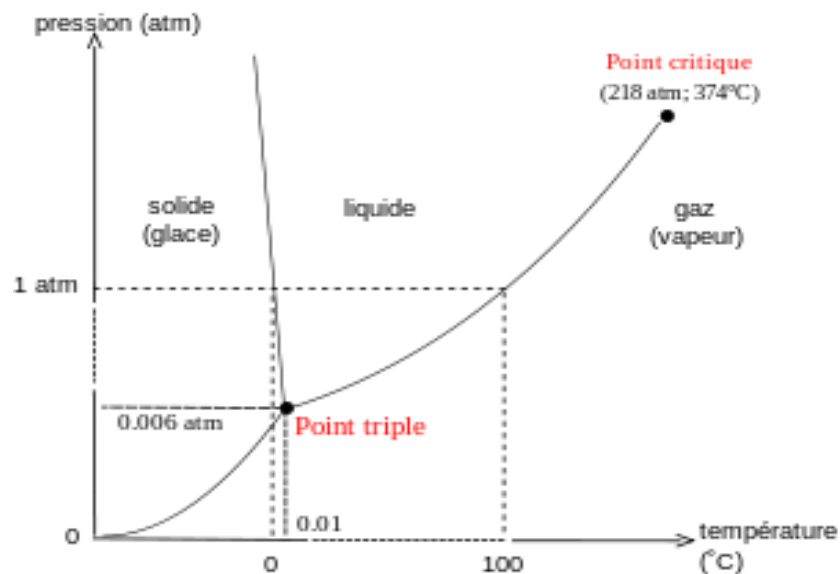
il existe toutefois d'autres formes plus complexes : état plasma ( gaz ionisé), état supercritique ( pas de distinction entre liquide et gaz au delà d'une certaine pression), le superfluide (condensat par refroidissement des atomes au laser), les métaux de Jahn-Teller (à la fois isolant et superconducteur)...

Nous nous limiterons donc aux trois phases courantes, ces phases sont déterminées par le comportement de la matière et de sa cohérence définie par les lois de la physique :

- solide : la matière est un ensemble compacté de molécules formant un bloc plus ou moins homogène occupant un volume propre quasiment incompressible caractérisé par une viscosité infinie et une densité élevée.
- liquide : la matière est composée toujours d'un ensemble d'atomes et molécules mais faiblement liés ce qui leur confère une facilité de déformation plus importante que celle du solide. l'espace entre les molécules reste toutefois très faible, le liquide est très peu compressible, sa viscosité est élevée et sa densité également, ces deux quantités dépendent de la température. le liquide

n'as pas de volume propre, il prend la forme du contenant, il est caractérisé par la tension superficielle aux bords du récipient.

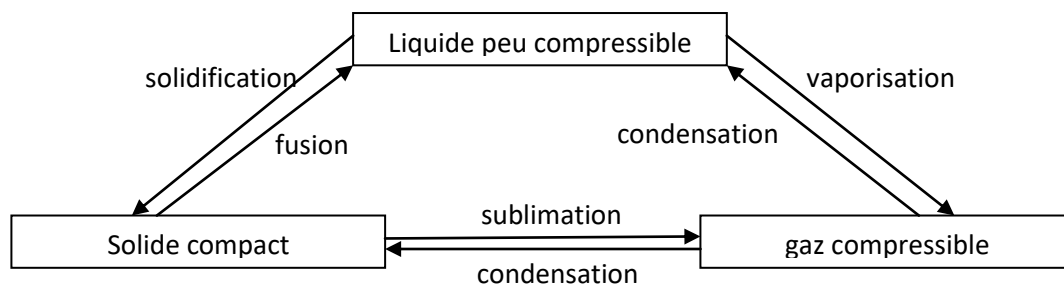
- gaz ( ou vapeur ) : la matière composée de molécules ne possède pas de volume ou de forme propres, l'espace entre molécules est important car elles sont très très peu liées, donc les gaz sont compressibles et miscibles, leur densité ainsi que leur viscosité sont faibles, le comportement du gaz est étroitement lié à la pression et à la température.



**Fig1. Diagramme des phases**

- ✓ le point triple représente la coexistence des trois phases en même temps
- ✓ le point critique représente le point où le fluide devient superfluide et la distinction entre gaz et liquide disparaît (même densité).

Les changements de phase sont observés quand en fonction d'une variation de la température et / ou de la pression, la substance change d'état.



**Fig2. Changements de phase**

### I-1-2. Les propriétés de la matière

- a) La température T: la température est une quantité qui n'est pas mesurable dans le sens où elle représente uniquement une référence de l'état d'agitation moléculaire des molécules connue aussi par l'appellation d'agitation thermique, plus la matière est réchauffée plus les molécules s'agitent et la température est élevée et plus la matière est refroidie plus les molécules se figent et la température est basse.

La température est déterminée par une échelle, la plus usuelle est celle de Celsius prenant comme référence le comportement de l'eau à la pression atmosphérique : le « zéro » degré ou  $0^{\circ}\text{C}$  correspond au début du changement de phase glace-liquide et le  $100^{\circ}\text{C}$  correspond au début du changement de phase liquide- vapeur.

En thermodynamique, on utilise pour des raisons de commodité mathématique l'échelle Kelvin ou température absolue T:  $0\text{ K} = 0^{\circ}\text{C} + 273,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la valeur de  $273,15\text{ }^{\circ}\text{C}$  représente l'inverse du coefficient de dilatation thermique de la matière ( $1/\alpha$ ).

- b) La pression p: représente la force exercée sur une surface unitaire d'un corps, la matière étant délimitée par une enveloppe, la pression représente une propriété très importante en thermodynamique. Son unité est le Pascal,  $1\text{ Pa} = 1\text{ N/m}^2$ , ou usuellement le bar ( $1\text{ bar} = 10^5\text{ Pa}$ ) ou encore l'atmosphère ( $1\text{ atm} = 1.013\text{ bar}$ )
- c) La viscosité dynamique  $\mu$ : est la propriété des corps liée à leur résistance au mouvement, elle représente le coefficient de proportionnalité entre la force de cisaillement ou frottement et le gradient de vitesse. A priori, elle très élevée voir infinie pour un solide, son unité est le Pa.s.
- d) La densité ou masse volumique  $\rho$ : est le rapport entre la masse de la matière et le volume qu'elle occupe, les gaz sont très peu denses par rapport aux liquides et solides. l'unité dans le système international SI est le  $\text{kg/m}^3$ .

On définit également la densité d par le rapport sans dimensions entre la masse volumique du corps à celle d'un corps de référence (l'eau pour les liquides et l'air pour les gaz).

- e) Le gaz parfait : est un gaz composé de très peu de matière ce qui lui confère une masse volumique très faible et donc une pression aussi faible, ce type de gaz est fortement compressible, les molécules sont indépendantes et n'interagissent que très très faiblement par chocs.
- f) Le gaz réel : c'est un gaz plus dense que le gaz parfait, les forces d'interaction entre molécules ne sont pas négligeables et sa compressibilité est plus faible, ce gaz à la propriété de pouvoir se liquéfier sous certaines conditions, on les appelle aussi les gaz liquéfiables.

### I-1-3. La notion de système thermodynamique :

Un système délimite des frontières pour une ou plusieurs substances formant une partie de matière, les séparant du milieu extérieur et est défini par des paramètres thermodynamiques d'état. Entre le système thermodynamique et le milieu extérieur peuvent exister des échanges de masse et d'énergie, l'énergie est échangée sous forme mécanique ( travail) ou thermique ( chaleur). On distingue plusieurs types de systèmes :



Fig3. Système thermodynamique

Système	Isolé	Ouvert	Fermé
Echange matière	non	oui	non
Echange énergie	non	oui	oui

\*le système isolé est adiabatique et rigide : défini par une enveloppe adiabatique ( $Q = 0$ ) et indéformable ( $W = 0$ ) ex : calorimètre, thermos.

### I-1-4. Paramètres ou variables d'état, fonction d'état et équation d'état :

La matière ou substance contenue dans un système thermodynamique est définie par des variables mesurables et grandeurs indépendantes ou non qui permettent de définir son état telles que pression, température, densité, volume, nombre de moles, énergie interne, enthalpie. Une variable intensive est indépendante de la quantité de matière du système contrairement à la variable extensive qui est proportionnelle à la quantité de matière.

Ces variables peuvent être exprimées dans une même équation d'état:

$$F(m, p, T, V, U, \dots) = 0$$

La fonction d'état est une quantité thermodynamique dépendante des variables d'état et de l'état macroscopique de la matière, sa variation entre différents états ne dépend pas du chemin suivi, par exemple, l'énergie interne  $U$ , l'enthalpie  $H$ , l'entropie  $S$ ... par contre le travail et la chaleur ne sont pas des fonctions d'état.

La différentielle des fonctions d'état est une différentielle exacte.

**I-1-5. Equation d'état d'un gaz parfait:**

L'équation d'état d'un gaz parfait est une relation liant les différentes variables thermodynamiques du gaz, elle a été définie grâce aux travaux de Boyle- Mariotte et Guy-Lussac, elle est exprimée par :

$$PV = nRT$$

Avec p la pression du gaz en Pa

V le volume occupé en m<sup>3</sup>

n le nombre de moles en mol

R la constante universelle des gaz parfaits dont la valeur est : 8.314 J/mol.k

T la température absolue du gaz en degré k

Pour un gaz réel, les forces d'interactions et le volume propre des molécules ne sont pas négligeables dans l'équation d'état, à l'exemple du modèle de Van Der Waals :

$$(P + \frac{a n^2}{V^2}) (V - nb) = nRT$$

a est une pression de cohésion entre molécules

nb volume propre des molécules

Quelques relations nécessaires :

- équation d'état du gaz parfait en termes de masse :  $PV = m r T$

avec m la masse du gaz et r la constante du gaz ( $r = R/M$ , M étant la masse molaire du gaz)

- relation entre les capacités calorifiques du gaz parfait et la constante universelle et le coefficient adiabatique :  $R = C_p - C_v$  et  $\gamma = C_p/C_v$

**I-2. Energie Interne U en cal ou J:**

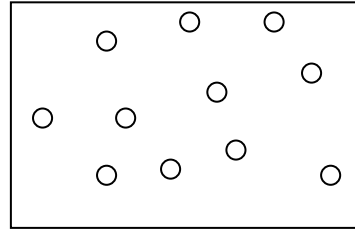
L'énergie interne est l'énergie contenue dans une substance ou système, c'est la somme des énergies cinétiques (vibrations) et potentielles (interactions) des atomes et molécules, elle dépend de la température (agitation moléculaire).

C'est une fonction d'état extensive (proportionnelle à la masse) donnée pour un gaz parfait par:

$$dU = n C_v dT, \text{ cal ou Joule}$$

$n$  : nombre de moles du gaz

$C_v$  : capacité calorifique à volume constant



### I-3. Le travail $W$ en J ou KJ :

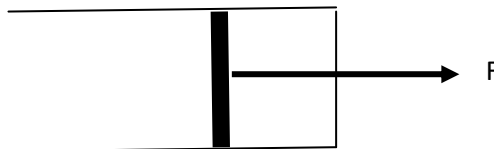
Le travail est une énergie échangée avec le milieu extérieur d'une manière ordonnée (ex : énergie mécanique grâce au déplacement d'un piston avec un mouvement ordonné des atomes et molécules). Le travail dépend du chemin suivi, ce n'est pas une fonction d'état).

on distingue :

- le travail volumétrique (ou de transvasement)  $W$  lié à l'application de la force de pression sur l'enveloppe :

$$\delta W = -pdV \quad (V : \text{volume du gaz}),$$

C'est une force par un déplacement :  $F \cdot x$  (formule appliquée pour les solides). Le signe détermine le sens de déplacement par convention, une compression correspond à un travail positif et une détente à un travail négatif.



- le travail technique  $W_t$  : c'est une énergie mécanique transmise ou reçue par le fluide dans les systèmes ouverts (machines alternatives, turbomachines, fluide en écoulement) :

$$\delta W_t = Vdp$$

- le travail de frottement

$W_f$  : c'est l'énergie mécanique dissipée par frottements.



**I-4. La chaleur Q en cal ou Kcal :**

La chaleur est la deuxième forme d'échange d'énergie entre un corps ou un système et le milieu extérieur, elle peut être :

- Chaleur sensible : liée à une variation de température entre deux états thermodynamiques

$$\delta Q = n C dT, \text{ cal}$$

C : capacité calorifique du corps

- Chaleur latente de changement de phase : cette chaleur est échangée à température et pression constantes, elle est reçue ou cédée pour transformer l'état de la substance

$$Q = m.L, \text{ cal}$$

m étant la masse du corps (kg), L sa chaleur latente de changement de phase (cal/kg).

- Chaleur latente de combustion : cette chaleur ne peut être obtenue que pour des substances combustibles possédant un pouvoir calorifique  $P_c$ , elle est égale à :

$$Q = m.P_c, \text{ cal}$$

**I-5. L'enthalpie H en cal ou J**

L'enthalpie représente l'énergie totale d'un système, c'est la somme de l'énergie interne et de l'énergie élastique du corps.

L'énergie élastique  $P.V$  intervient lors de la déformation élastique d'un corps sous l'effet de la pression pour un gaz ou liquide.

$$H = U + P.V$$

**I-6. Les transformations thermodynamiques**

La transformation thermodynamique est le changement d'un état du système à un autre.

pour un gaz parfait se trouvant à l'état initial  $(P_1, T_1, V_1)$ , il subit une transformation qui le ramène à un état final  $(P_2, T_2, V_2)$ , cette transformation est régie par les principes de la thermodynamique qu'on retrouvera dans le chapitre suivant.

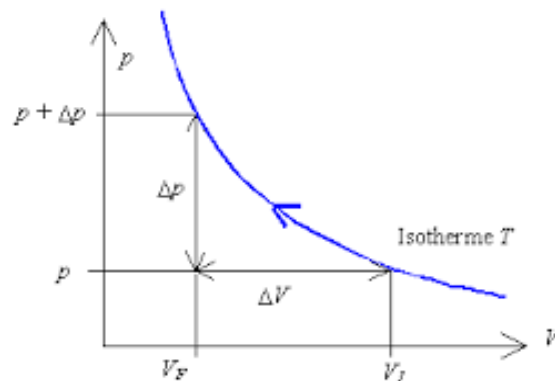
Nous allons dans ce qui suit appliquer les transformations thermodynamiques au gaz parfait.

Il existe 05 transformations thermodynamiques

### I-6-1. Transformation isotherme

Un gaz parfait subit une tr. isotherme de l'état 1 ( $P_1, V_1, T_1$ ) à l'état 2 ( $P_2, V_2, T_2$ ) :

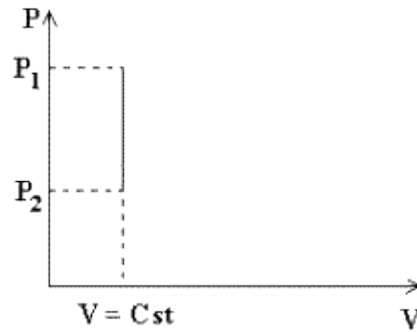
- équation d'état du gaz parfait :  $PV = nRT$
- équation de l'isotherme :  $T_1 = T_2 \Rightarrow P_1V_1 = P_2V_2$
- énergie interne :  $dU = nC_v dT \Rightarrow \Delta U = U_2 - U_1 = nC_v \Delta T = 0$
- enthalpie :  $dH = nC_p dT \Rightarrow \Delta H = H_2 - H_1 = nC_p \Delta T = 0$
- travail :  $\delta W = -pdV = -nRTdV/V \Rightarrow W_{12} = -nRT \ln(V_2/V_1) = nRT \ln(p_2/p_1)$
- chaleur :  $\delta Q = -\delta W$  ( en utilisant le premier principe  $dU = \delta Q + \delta W$ )  $\Rightarrow$   
 $Q_{12} = -W_{12} = nRT \ln(V_2/V_1) = -nRT \ln(p_2/p_1)$
- entropie :  $dS = \delta Q/T \Rightarrow \Delta S = \int \delta Q/T = nR \ln(V_2/V_1) = -nR \ln(p_2/p_1)$



### I-6-2. Transformation isochore

Un gaz parfait subit une tr. isochore de l'état 1 ( $P_1, V_1, T_1$ ) à l'état 2 ( $P_2, V_2, T_2$ ) :

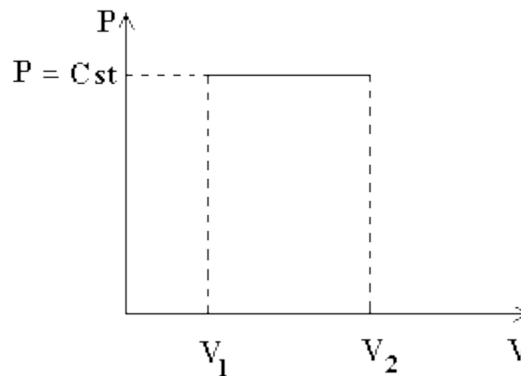
- équation d'état du gaz parfait :  $PV = nRT$
- équation de l'isochore :  $V_1 = V_2 \Rightarrow T_2/T_1 = P_2/P_1$
- énergie interne :  $dU = nC_v dT \Rightarrow \Delta U = U_2 - U_1 = nC_v \Delta T = nC_v (T_2 - T_1)$
- enthalpie :  $dH = nC_p dT \Rightarrow \Delta H = H_2 - H_1 = nC_p \Delta T = nC_p (T_2 - T_1)$
- travail :  $\delta W = -pdV \Rightarrow W_{12} = 0$  ( système rigide)
- chaleur :  $\delta Q = dU - \delta W$  (en utilisant le premier principe)  $\Rightarrow Q_{12} = \Delta U = nC_v (T_2 - T_1)$
- entropie :  $dS = \delta Q/T \Rightarrow \Delta S = \int \delta Q/T = \int dU/T = nC_v \ln(T_2/T_1) = nR/(\gamma-1) \cdot \ln(T_2/T_1)$



### I-6-3. Transformation isobare

Un gaz parfait subit une tr. isobare de l'état 1 ( $P_1, V_1, T_1$ ) à l'état 2 ( $P_2, V_2, T_2$ ) :

- équation d'état du gaz parfait :  $PV = nRT$
- équation de l'isobare :  $p_1 = p_2 = p \Rightarrow T_2/T_1 = V_2/V_1$
- énergie interne :  $dU = nC_v dT \Rightarrow \Delta U = U_2 - U_1 = nC_v \Delta T = nC_v (T_2 - T_1)$
- enthalpie :  $dH = nC_p dT \Rightarrow \Delta H = H_2 - H_1 = nC_p \Delta T = nC_p (T_2 - T_1)$
- travail :  $\delta W = -pdV \Rightarrow W_{12} = -p \Delta V = -p(V_2 - V_1)$
- chaleur :  $\delta Q = dU - \delta W$  ( en utilisant le premier principe)  $\Rightarrow$   
 $Q_{12} = \Delta U + p\Delta V = \Delta(U + pV) = \Delta H = nC_p \Delta T = n\gamma R/(\gamma-1)\Delta T$
- entropie :  $dS = \delta Q/T \Rightarrow \Delta S = \int \delta Q/T = \int dH/T = nC_p \ln(T_2/T_1) = n\gamma R/(\gamma-1) \cdot \ln(T_2/T_1)$

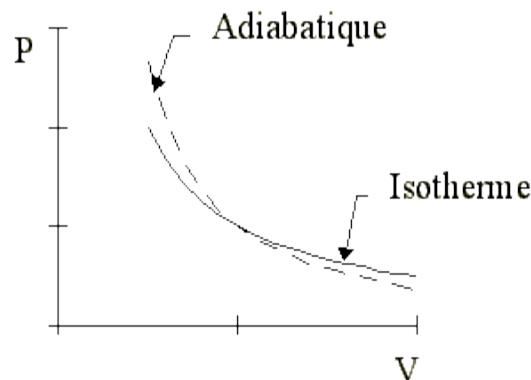


### I-6-4. Transformation adiabatique

Un gaz parfait subit une tr. adiabatique de l'état 1 ( $P_1, V_1, T_1$ ) à l'état 2 ( $P_2, V_2, T_2$ ) :

- équation d'état du gaz parfait :  $PV = nRT$
- équation de l'adiabatique : ( $Q = 0$  : le corps possède une capacité calorifique nulle dans les conditions de la transformation  $C = 0$ ), on utilise pour étudier l'adiabatique la 1<sup>ère</sup> loi de Laplace :  $pV^\gamma = Cte$ ,  $\gamma$  est appelé coefficient adiabatique du gaz,  $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$

- énergie interne :  $dU = nC_v dT \Rightarrow \Delta U = U_2 - U_1 = nC_v \Delta T = nC_v (T_2 - T_1)$
- enthalpie :  $dH = nC_p dT \Rightarrow \Delta H = H_2 - H_1 = nC_p \Delta T = nC_p (T_2 - T_1)$
- travail :  $\delta W = dU - \delta Q \Rightarrow W_{12} = \Delta U = nC_v (T_2 - T_1) = \frac{nR}{\gamma - 1} \Delta T = -\frac{1}{\gamma - 1} (p_2 V_2 - p_1 V_1)$
- chaleur :  $\delta Q = 0$  ( pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur)
- entropie :  $dS = 0 \Rightarrow \Delta S = 0$  (entropie constante : une adiabatique sans frottement est une isentropique)

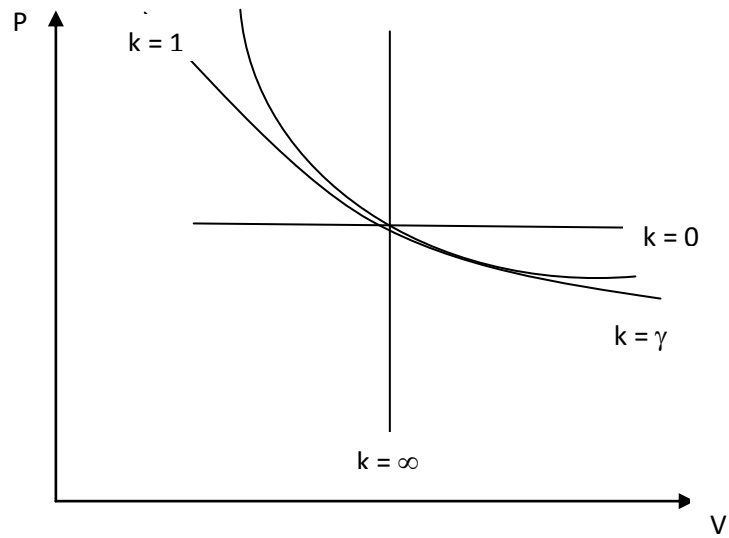


### I-6-5. Transformation polytropicque

Un gaz parfait subit une tr. polytropicque de l'état 1 ( $P_1, V_1, T_1$ ) à l'état 2 ( $P_2, V_2, T_2$ ) dans le cas le plus général des échanges énergétiques avec le milieu extérieur :

- équation d'état du gaz parfait :  $PV = nRT$
- équation de la polytropicque : (le corps possède une capacité calorifique constante  $C^*$  dans les conditions de la transformation), on utilise pour étudier la polytropicque l'équation:  $pV^k = Cte$ ,  $k$  est appelé coefficient polytropicque du gaz dont la valeur est arbitraire :  $k = \frac{C_p - C^*}{C_v - C^*}$
- énergie interne :  $dU = nC_v dT \Rightarrow \Delta U = U_2 - U_1 = nC_v \Delta T = nC_v (T_2 - T_1)$
- enthalpie :  $dH = nC_p dT \Rightarrow \Delta H = H_2 - H_1 = nC_p \Delta T = nC_p (T_2 - T_1)$
- travail :  $\delta W = dU - \delta Q \Rightarrow W_{12} = -\frac{1}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1)$
- chaleur :  $\delta Q = dU - \delta W = nC_v dT - \delta W = \frac{nR}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) + \frac{nR}{k-1} (T_2 - T_1)$

Représentation sur le diagramme de Clapeyron :



Comme le montre ce diagramme, pour les différentes valeurs de  $k$ , on obtient les autres transformations thermodynamiques ;  $k = 0$  (isobare),  $k = 1$  ( isotherme),  $k = \gamma$  ( adiabatique),  $k$  tend vers  $\infty$  c'est l'isochore et pour les autres valeurs de  $k$  on obtient la polytropique.

## Chapitre II : Cycles Thermodynamiques

### II-1. Introduction

Un cycle thermodynamique est une succession de transformations thermodynamiques débutant d'un état d'équilibre thermodynamique et revenant au même état.

Donc, durant un cycle thermodynamique, toutes les fonctions d'état restent invariables, les échanges du système avec le milieu extérieur sont les échanges énergétiques sous forme de chaleur et/ou de travail, ces deux quantités ne dépendent que du chemin suivi.

### II-2. Les principes de la thermodynamique

Afin de comprendre et d'étudier les cycles thermodynamiques, il faut connaître les lois de la thermodynamique appelées principes ainsi que les transformations thermodynamiques, commençons par les principes :

**II-2-1. Le principe « 0 » :** ce principe concerne l'équilibre thermique, en effet, si on met en contact deux corps à températures différentes, la chaleur va se déplacer du chaud vers le froid jusqu'à atteindre une température d'équilibre pour les deux corps. La température d'équilibre finale dépend des températures initiales, des masses et capacités calorifiques des deux corps.

Quand il s'agit d'un corps mis en contact avec une source de chaleur (thermostat), la température d'équilibre atteint la température de la source.

#### II-2-2. Le 1<sup>er</sup> Principe :

Ce principe postule que les transferts énergétiques que subit un système puisent dans son énergie interne et sont échangés avec le milieu extérieur sous forme mécanique (travail) et / ou thermique (chaleur) selon l'équation différentielle suivante :

$$dU = \delta W + \delta Q$$

Toute variation de l'énergie interne du système est due à un échange de travail et / ou de chaleur, la somme algébrique prend en compte le sens conventionnel de l'échange (+) ou (-).

- ❖ Formulation du principe par rapport aux machines thermiques : « le moteur perpétuel de 1<sup>ère</sup> espèce est impossible » ou en d'autres termes, un moteur sans au moins une source de chaleur est impossible.

### II-2-3. Le 2<sup>ème</sup> Principe :

Contrairement au 1<sup>er</sup> principe qui est quantitatif, le 2<sup>ème</sup> principe est qualitatif et il exprime la possibilité d'existence ou non de la transformation ainsi que son impact sur le milieu extérieur ou sur le système. il distingue entre transformations réversibles et irréversibles :

- une Tr. réversible a lieu quand la matière peut subir une transformation dans un sens et revenir dans le sens opposé sur le même chemin. la quantité de chaleur échangée entre l'aller et le retour est nulle ainsi que le travail, donc le milieu extérieur ainsi que la matière après l'aller et le retour ne subissent aucune modification.
- une Tr. irréversible a lieu si la matière subit une transformation dans un sens mais ne peut pas revenir au même état sur le même chemin : la quantité de chaleur après l'aller-retour n'est pas nulle ainsi que le travail, donc il ya eu modification par rapport à l'état initial.
- **Notion d'entropie S** : l'entropie est une grandeur thermodynamique extensive qui permet de mesurer le degré d'irréversibilité d'une transformation définie par :

$$dS = \delta Q/T$$

Cette grandeur est une fonction d'état donc c'est une différentielle exacte.

L'entropie de l'univers est l'entropie du système + l'entropie du milieu extérieur, sa variation peut être nulle (si elle est réversible) ou augmente (si elle est irréversible), elle exprime son degré de désordre :

$$\Delta S_{\text{univers}} \geq 0$$

- ❖ Formulation du principe par rapport aux machines thermiques : « le moteur perpétuel de 2<sup>ème</sup> espèce est impossible » ou en d'autres termes, un moteur monotherme est impossible, (il faut au moins deux sources de chaleur pour réaliser un moteur thermique).

### II-2-4. Le 3<sup>ème</sup> Principe (principe de Nernst):

Ce principe postule que l'entropie d'un système est nulle à 0 K !

En effet, l'entropie exprime le désordre d'un corps, ce désordre augmente avec l'augmentation de l'agitation moléculaire, plus la température baisse plus les molécules s'agitent moins jusqu'à devenir figées à 0K. À cette température, l'entropie S est prise égale à 0.

### II-3. Cycles thermodynamiques

En vertu des principes de la thermodynamique et des transformations que peut subir une substance pour effectuer une fonction, on peut distinguer différents types de cycles :

- des cycles monophasiques où la substance ne change pas de phase durant le cycle : dans ces cycles généralement moteur, le fluide est à l'état gazeux assimilé souvent à un gaz parfait.
- des cycles diphasiques ou la substance change de phase selon les besoins des échanges énergétiques et revient à son état de départ dans le cycle : l'agent thermodynamique subit un changement de phase liquide-vapeur, tels que les cycles réfrigérateurs (utilisant les fluides frigorigènes) ou dans les turbines à vapeur (utilisant l'eau)
- des cycles moteurs ou le fluide produit un travail mécanique fourni au milieu extérieur : moteur à combustion interne, turbine à gaz, turbine à vapeur, ...
- des cycles récepteurs ou le fluide consomme un travail pour pomper de la chaleur et la restituer à la source de chaleur : pompes à chaleur, machines frigorifiques, ...

#### II-3-1. Machine de Carnot

Le cycle de Carnot est un cycle idéal où toutes les transformations sont réversibles, d'après les 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> principes de thermodynamique, un cycle est réalisé entre au moins deux sources de chaleur, source chaude et source froide.

- fonctionnement du cycle de Carnot : il est composé de deux isothermes et de deux adiabatiques
- le fluide gazeux subit une compression adiabatique qui fait monter sa pression et sa température à un niveau lui permettant de récupérer une quantité de chaleur  $Q_1$  de la source chaude (SC) lors d'une première détente isotherme, quand le gaz finit de recevoir de la chaleur, la détente se poursuit d'une manière adiabatique, un fois la température atteint son niveau le plus bas (SF), la compression isotherme commence avec dégagement de chaleur  $Q_2$  vers la source froide (SF).



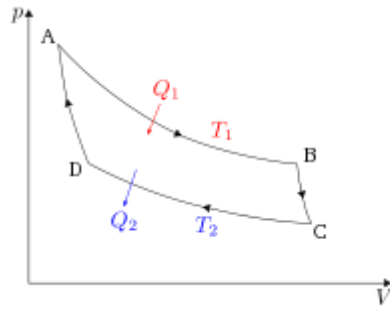


Diagramme de Clapeyron

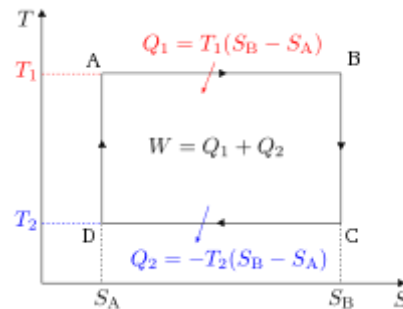


Diagramme entropique

- le théorème de Carnot stipule qu'aucune machine thermique ne peut être plus efficace que la machine de Carnot fonctionnant entre les deux mêmes sources de chaleur.
- le cycle Carnot inverse correspond à un fonctionnement récepteur de la machine.

### II-3-2. Performance de la machine de Carnot

- Pour un moteur, le rendement  $\eta$  est le rapport entre le travail fourni par le système et la chaleur consommée ( $Q_1$ ) et il vient :

$$\eta = \frac{|W|}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} < 1$$

On remarquera qu'un rendement égal à 1 exige soit une source froide à  $T_2 = 0 \text{ K}$ , soit une source chaude à  $T_1$  tendant vers  $\infty$  (ou les deux à la fois) !

- Pour une machine inverse de Carnot en fonctionnement frigorifique, la quantité importante est le rapport entre la chaleur prélevée à la source froide (ici  $Q_2$ ) et le travail nécessaire à cette opération. On définit alors le coefficient de performance frigorifique ou efficacité :

$$COP = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} > 1$$

## Chapitre III : Etude générale des machines

### III-1. Introduction

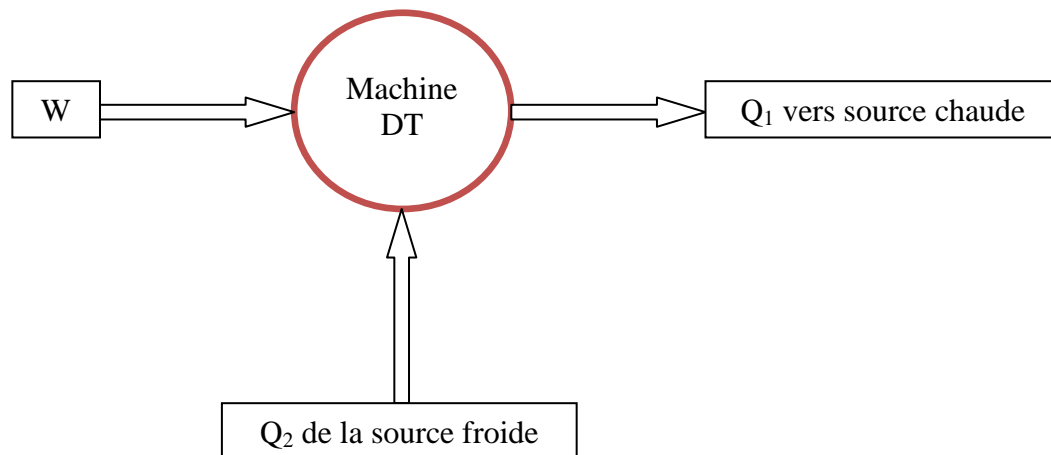
Dans ce chapitre nous allons considérer les machines thermiques qui permettent la conversion de l'énergie entre chaleur et travail mécanique.

### III.2. Machines thermiques

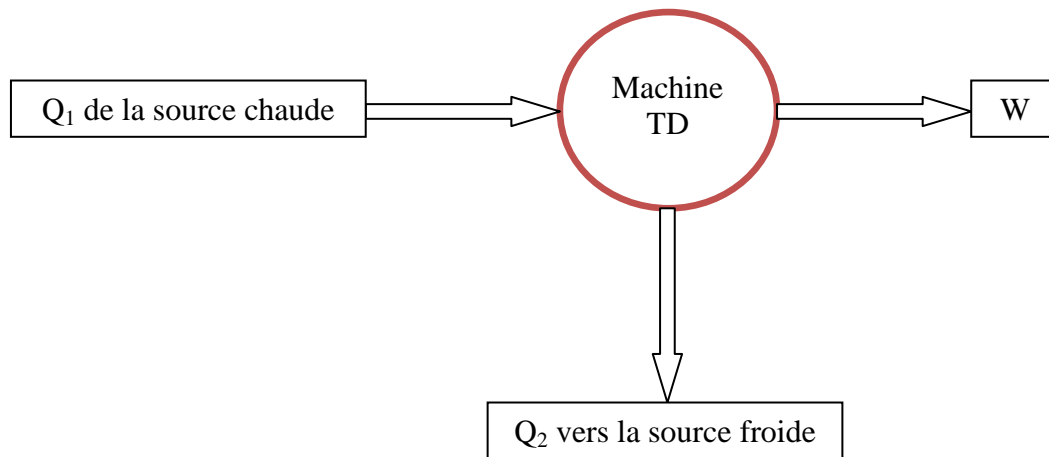
Une machine thermique est une machine comportant plusieurs composants qui permettent la conversion de l'énergie en froid, chaleur ou travail en utilisant un cycle thermodynamique ouvert ou fermé.

On distingue deux types de machines :

- 1- Les machines dynamo-thermiques DT: qui convertissent ou utilisent un travail pour obtenir de la chaleur, ces machines sont généralement utilisées pour la réfrigération ou le pompage de la chaleur. la DT absorbe une quantité de travail qui lui permettra de récupérer de la chaleur d'une source froide et restituer une quantité de chaleur à la source chaude, comme ce transfert est contradictoire avec le principe « 0 », un travail extérieur est alors nécessaire ( voir Fig.4)
- 2- Les machines thermo-dynamiques TD : qui convertissent de la chaleur en travail mécanique pour produire de l'énergie soit mécanique soit électrique, ces machines absorbent une quantité de chaleur de la source chaude (généralement par combustion) et la convertissent partiellement en travail mécanique en restituant l'excédent de chaleur à la source froide pour que le cycle recommence ( Fig.5).



**Fig4. Machines DT**



**Fig. 5. MACHINE TD**

On retrouve parmi les machines DT, les machines frigorifiques qui utilisent comme agent caloporteur un fluide frigorigène pour produire le froid (refroidir la source froide) et les pompes à chaleur dont l'objectif est de pomper la chaleur vers la source chaude (chauffer la source chaude).

### III-3. Machines frigorifiques

#### III-3-1. Cycle réfrigérateur

Le principe consiste à pomper de la chaleur d'un corps froid et la transmettre à un corps chaud. Cette opération nécessite de l'énergie motrice (absorption de travail par compression) et le cycle fonctionne dans le sens trigonométrique.

le compresseur généralement volumétrique absorbe un travail pour augmenter la pression du gaz frigorigène ( HP) , le gaz ainsi comprimé traverse le condenseur où il se condense en délivrant une quantité de chaleur  $Q_1$  à la source chaude, le liquide obtenu traverse un organe de détente , sa pression baisse (BP) et traverse l'évaporateur où il se vaporise et retrouve son aspect gazeux pour reprendre le cycle.

L'efficacité de la machine est définie par :  $E = \frac{Q_2}{W}$

avec  $Q_2$  est la production de froid et  $W$  le travail du compresseur

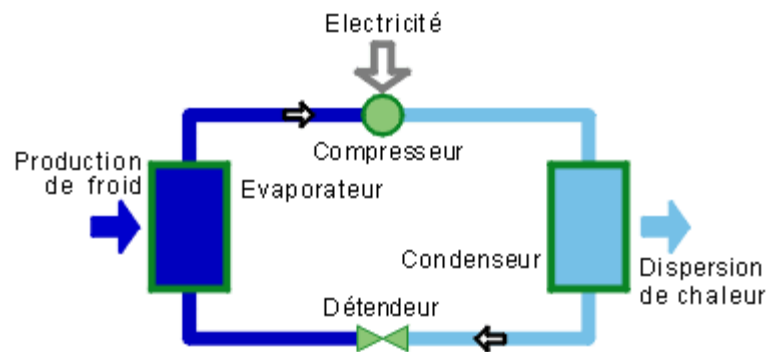


Fig. 6. Schéma d'une machine de réfrigération

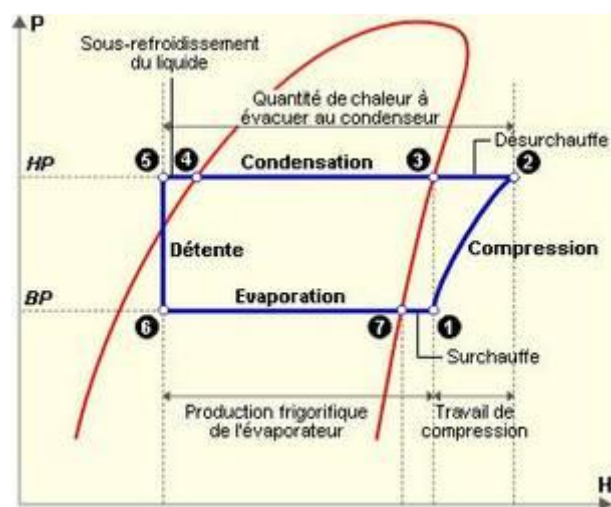


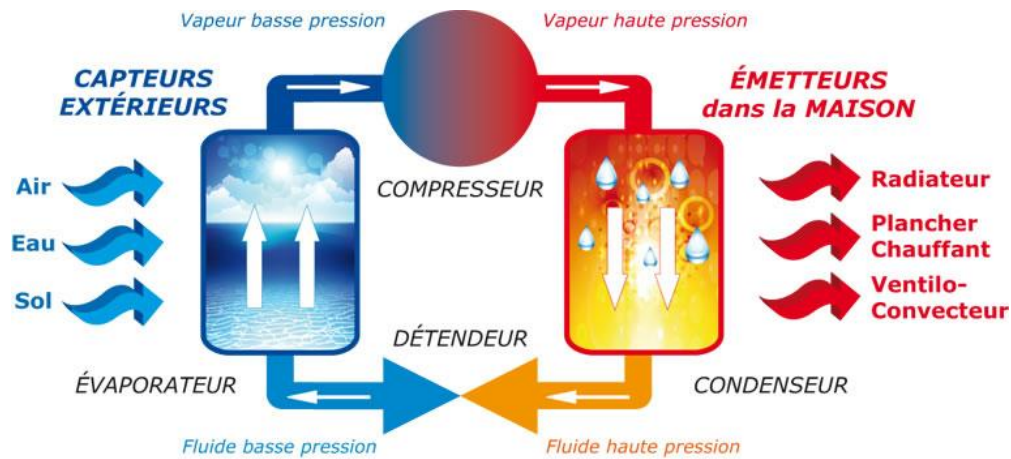
Fig. 7. Diagramme enthalpique d'une machine de réfrigération

### III-3-2. Pompe à chaleur

La pompe à chaleur est un réfrigérateur mais dont l'objectif n'est pas de produire le froid ou de prendre la chaleur de la source froide et la rejeter dans la source chaude mais bien l'inverse. En général, la pompe à chaleur est utilisée pour le chauffage des habitations où la source chaude n'est autre que l'intérieur du bâtiment.

Son coefficient de performance est défini par :  $\text{COP} = \frac{Q_1}{W}$

avec  $Q_1$  est la chaleur rejetée vers la source chaude.



**Fig. 8. Schéma d'une pompe à chaleur**

### III-4. Machines motrices ou moteurs

Pour les machines TD, il s'agit de moteurs à combustion interne ou externe.

#### III-4-1. Moteurs à combustion externe

Ces machines thermodynamiques appelées anciennement « moteurs à air chaud » fonctionnent avec une combustion externe n'impliquant pas l'agent thermodynamique qui absorbe uniquement la chaleur reçue de cette combustion pour la transformer partiellement en travail et restituer une partie à la source froide et ce dans un cycle « fermé ». Exemples de moteurs à combustion externe :

- Le moteur Stirling : le cycle moteur est un cycle à gaz comprenant deux phases isochores et deux isothermes. actuellement il existe des moteurs à air chaud dont le rendement est supérieur aux moteurs à combustion interne.
- Le moteur Ericsson : composé de deux cylindres pour la compression et la détente de l'air et d'échangeurs de chaleur entre les sources externes chaude et froide.
- La turbine à vapeur : l'agent thermodynamique est l'eau qui en absorbant la chaleur issue d'une combustion (dans une chaudière par exemple ou réacteur nucléaire) se transforme en vapeur.

#### III-4-2. Moteurs à combustion interne

cette machine thermodynamique fonctionne selon un cycle ouvert où l'agent thermodynamique ( en l'occurrence de l'air mélangé à un combustible ) transforme la chaleur absorbée lors de sa combustion en travail et évacue le reste de la chaleur avec les gaz brûlés.

La chambre de combustion fait partie du moteur. Exemples de moteurs à combustion interne :

- moteurs à réaction : tels que turboréacteur, moteur-fusée, le travail procure une poussée du corps.
- moteur fournissant un couple sur un arbre : tels que turbine à gaz pour production de l'électricité, moteurs à piston, turbomoteur ...

## CHAPITRE IV : Etude pratique des machines

### IV-1. Machines volumétriques :

Les machines volumétriques sont des machines dans lesquelles le fluide subit les transformations dans un volume enfermé tels que le cylindre dans le cas des machines alternatives, le mouvement de translation du piston transmet ou absorbe de l'énergie du fluide enfermé dans le cylindre. Il existe également les machines rotatives dans lesquelles le fluide est enfermé dans l'espace volumétrique entre deux aubes de roues.

#### IV-1-1. Les compresseurs

Prenons un exemple de machines volumétrique : Les compresseurs, les ventilateurs, et les soufflantes sont des appareils qui aspirent le gaz à basse pression et le refoule à pression plus élevée. La différence entre ces organes dépend du taux de compression qui est différent : taux compression des compresseurs > celui des soufflantes > celui des ventilateurs.

Ces appareils sont utilisés couramment dans l'industrie telle que centrales électriques et chimiques.

On peut classer ces appareils selon le mode de fonctionnement:

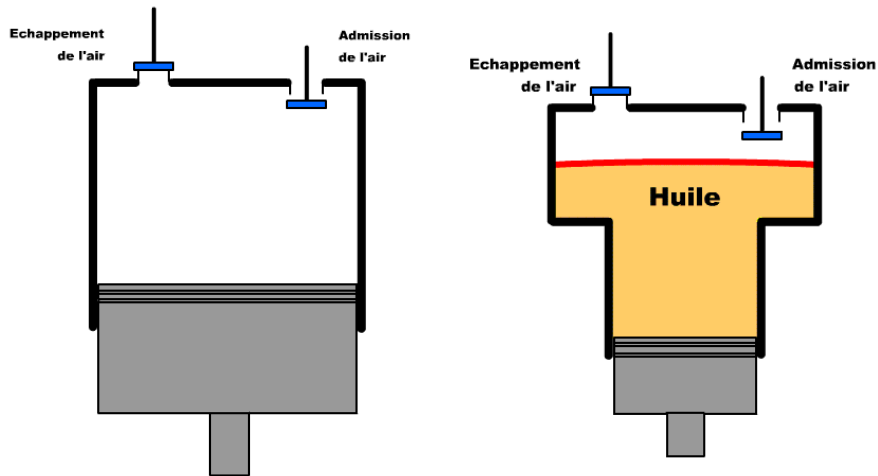
- Alternatifs
- Rotatifs

Selon leur taux de compression :

- Compresseurs :  $p_2/p_1 \geq 3$
- Soufflantes :  $p_2/p_1 = 1.1 \text{ à } 3$
- ventilateurs :  $p_2/p_1 = 1 \text{ à } 1.1$

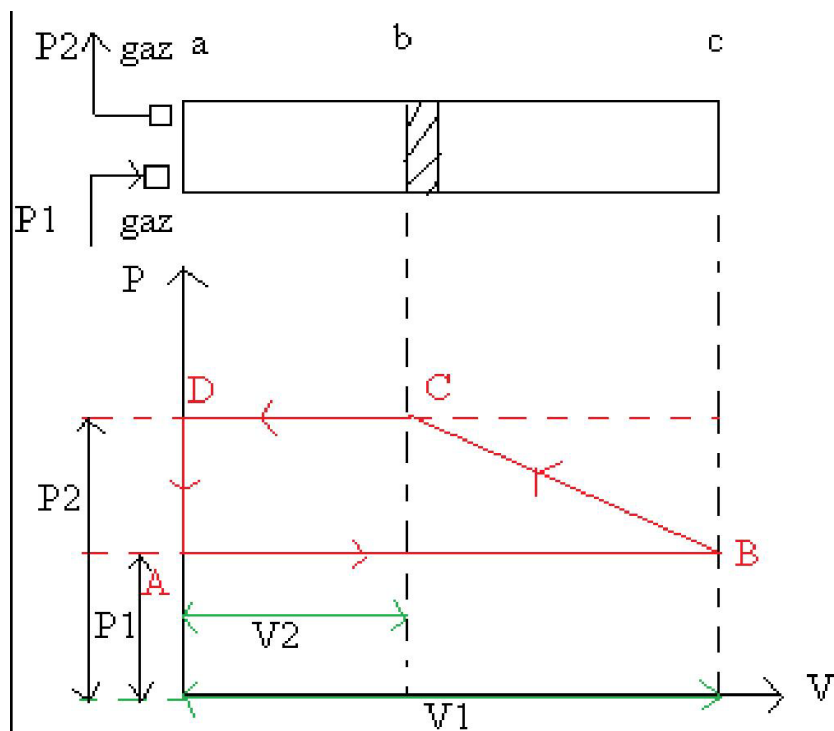
#### 1- compresseurs ou appareils alternatifs :

Ces appareils volumétriques permettent la compression de l'air ou du gaz emprisonné dans un cylindre par le mouvement alternatif de la masse de gaz par un piston ou une membrane.



**Fig9. Compresseurs alternatifs**

Le travail dans un compresseur théorique utilise la formulation du travail et la nature de la compression comme suit :



**Fig10. Fonctionnement du compresseur alternatif**

TR 1 : admission du gaz dans le cylindre à pression  $P_1$  jusqu'au volume  $V_1$ : travail d'aspiration dû à la dépression dans le cylindre :



$$W_{asp} = - P_1 \cdot V_1$$

TR 2 : compression du gaz jusqu'à  $P_2$ , compression isotherme ou adiabatique :

- isotherme :  $W_{12} = - nRT \cdot \ln (V_2 / V_1) = nRT \cdot \ln (p_2 / p_1)$
- adiabatique :  $W_{12} = - \frac{1}{\gamma - 1} (p_2 V_2 - p_1 V_1)$

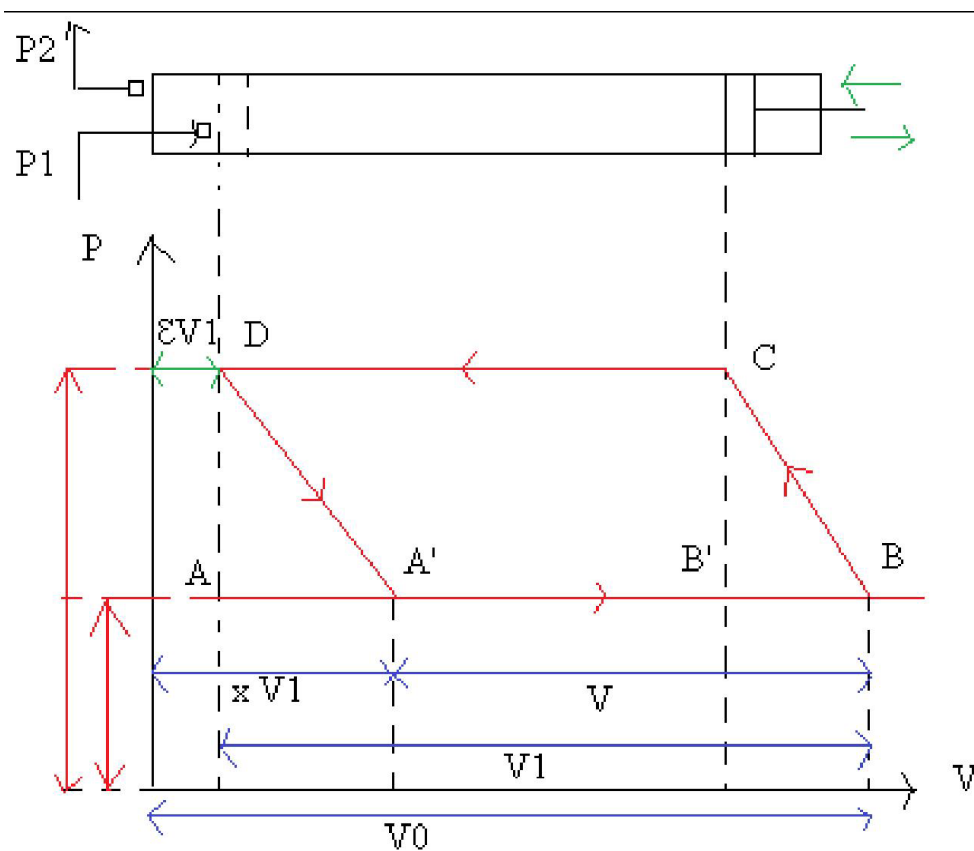
TR3 : échappement du gaz comprimé à la pression  $P_2$  jusqu'au volume  $V_2$ , le travail de refoulement est ainsi égale à :

$$W_{ref} = + P_2 \cdot V_2$$

Le travail total de compression sera :  $W = W_{asp} + W_{12} + W_{ref}$

Dans le cas d'un compresseur réel, on ne peut négliger l'espace mort dans le cylindre, la transformation DA n'est plus isochore et le volume réellement comprimé est inférieur.

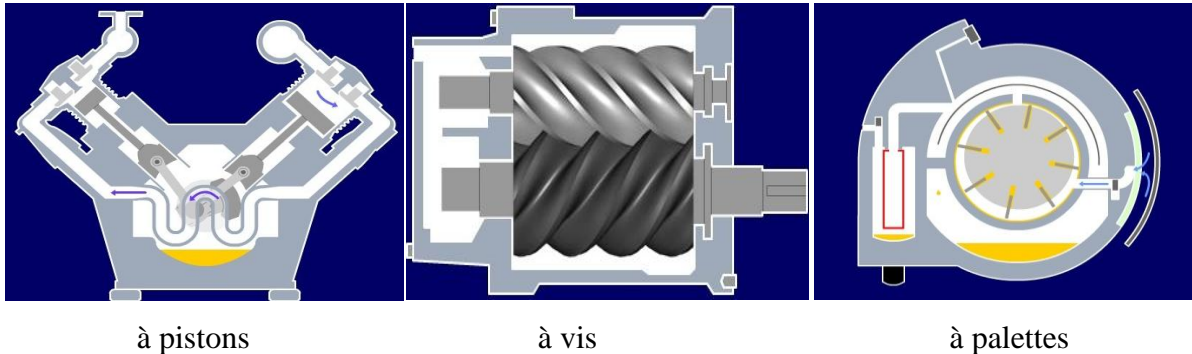
De ce fait, il sera introduit un rendement volumétrique entre le volume comprimé réellement et le volume du cylindre.



**Fig11. Compresseur réel**

## 2- compresseurs rotatifs

Ce sont des compresseurs utilisant le mouvement rotatif pour faire élever la pression du gaz sur la base de la conservation de l'énergie, ils peuvent être volumétriques où un volume de gaz est enfermé dans le système et évacué après compression ou turbocompresseurs où le fluide est en écoulement continu dans l'appareil (ce sont dans ce cas des machines dynamiques). On citera pour les compresseurs rotatifs les compresseurs à vis et les compresseurs à palettes.



## IV-2. Machines dynamiques

### IV-2-1. Les Turbocompresseurs

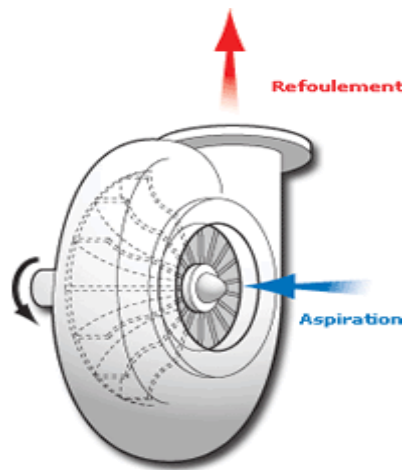
Contrairement aux compresseurs volumétriques, les turbocompresseurs fonctionnent d'une manière dynamique où le fluide y est en écoulement continu. Le gaz entrant dans la machine s'écoule de manière axiale (le long de l'arbre de rotation) à travers l'étage ou étages du compresseur ou d'une manière radiale sous l'effet de la force centrifuge, les taux de compression dans ces turbocompresseurs sont nettement plus élevés.

Un compresseur peut avoir de 3 à 4 étages afin d'augmenter le taux de compression selon les besoins, par exemple :

Pression atmosphérique	1 <sup>er</sup> étage	2 <sup>ème</sup> étage	3 <sup>ème</sup> étage	4 <sup>ème</sup> étage
1 bar	<b>6 bars</b>	<b>36 bars</b>	<b>216 bars</b>	
1 bar	<b>4 bars</b>	<b>16 bars</b>	<b>64 bars</b>	<b>256 bars</b>

- **Les compresseurs centrifuges**

Durant la seconde guerre mondiale, l'utilisation des compresseurs centrifuges s'est largement développée pour les turbines à gaz où une pression d'air assez élevée est nécessaire. Le compresseur centrifuge est une machine tournante dans laquelle la roue (impulseur) accélère progressivement l'air, pour les besoins de grande pression, il peut être nécessaire d'utiliser un compresseur multicellulaire c'est à dire composé de plusieurs étages. La vitesse du fluide est ainsi transformée en énergie de pression par le diffuseur qui est une pièce fixe, puis refoulée. L'accélération de l'air peut être due à l'action d'un ou plusieurs impulseurs.



**Fig 12. Compresseur centrifuge**

A l'admission, l'équation d'énergie le long d'une ligne de courant s'écrit :

$$h_0 = h + V^2/2 = Cte$$

A la section d'admission l'air atmosphérique devient :  $h_{00} = h_0 + V_0^2 / 2$

A la section 1 :  $h_{01} = h_1 + V_1^2 / 2$

En négligeant toute action extérieure et en considérant un système adiabatique :  $h_{00} = h_{01}$

Dans la roue : de la section 1 à la section 2, le mouvement du fluide permet d'augmenter la pression statique de  $p_1$  à  $p_2$ . le travail mis en jeu s'écrit :

$$W/\dot{m} = h_{02} - h_{01}$$

$\dot{m}$  étant le débit massique du fluide.

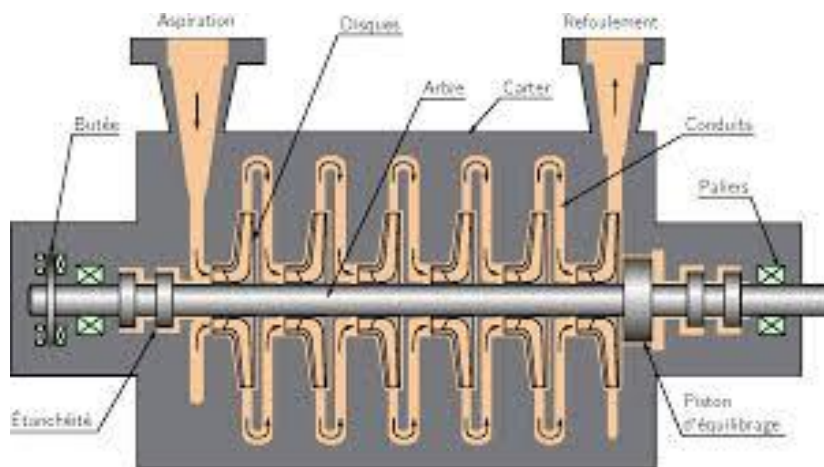
Dans le diffuseur, il n'y a pas de travail mis en jeu :

$$h_{02} = h_{03}$$

Le rendement isentropique  $\eta_{is}$  est défini par le rapport entre la variation totale d'enthalpie dans les conditions isentropiques entre l'entrée et la sortie et la variation totale d'enthalpie dans les conditions réelles.

$$\eta_{is} = \frac{(h_{03is} - h_{01})}{(h_{03} - h_{01})}$$

Afin d'augmenter le taux de compression, on installe plusieurs étages :



**Fig 13. Schéma d'un turbocompresseur**

#### IV-2-2. Les machines frigorifiques

##### a) Principe de fonctionnement

Une machine frigorifique (MF) comprend quatre éléments principaux et divers accessoires (Fig14). Les éléments principaux sont :

- le compresseur K
- le détendeur D
- deux échangeurs de chaleur : le condenseur C et l'évaporateur E

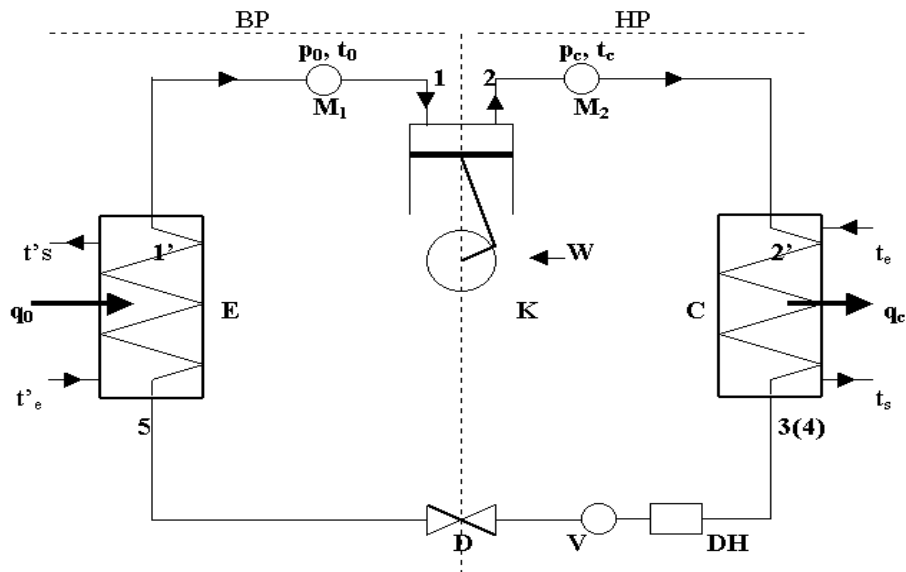
Les accessoires les plus courants sont :

- un déshydrateur DH
- un voyant liquide V
- deux manomètres HP ( $M_2$ ) et BP ( $M_1$ )

##### b) Les Fluides Frigorigènes

On utilise habituellement comme fluide de travail des fréons F12, F22, F502...et du  $NH_3$ . Ces fluides frigorigènes changent d'état au cours du cycle 1-2-3-4-5-1, ils passent de l'état

Vapeur  $V \Rightarrow$  Liquide  $L$  dans le condenseur et de l'état  $L \Rightarrow V$  dans l'évaporateur. La production de froid est obtenue par l'évaporation d'un fluide frigorigène dans un échangeur de chaleur (l'évaporateur  $E$ ): cette évaporation est un phénomène endothermique qui extrait des calories à la source froide (eau, air...) dont la température s'abaisse. Cette extraction de calories correspond à la création de froid au niveau de l'évaporateur, c.à.d à la production de frigories (notées  $fg$ ), par définition, **1 fg = 1kcal**



**Fig 14.: Schéma d'une MF (masse de 1kg de fluide)**

Les fluides frigorigènes sont choisis pour satisfaire aux paliers d'évaporation et de condensation aux températures souhaitées pour l'exploitation de l'installation. Les températures d'ébullition  $t_{eb}$  à la pression atmosphérique pour divers fluides sont données à titre indicatif dans le tableau suivant:

Fluide	F12	F22	F502	NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O
$t_{eb}(^{\circ}C)$	- 29,8	- 40,8	-45,6	- 33,3	100

**ex.** 1kg de NH<sub>3</sub> fournit en s'évaporant à  $-10^{\circ}C$ , une quantité de frigories de 309,7 fg/kg et 1kg de NH<sub>3</sub> fournit en se condensant à  $+ 30^{\circ}C$ , une quantité de chaleur de 273,6 kcal/kg

Actuellement, certains gaz sont interdits dans plusieurs pays à cause de leur contribution à l'appauvrissement de la couche d'ozone tels que les CFC ou HCFC contenant du chlore (les

chlorofluorocarbones et hydrochlorofluorocarbones : R11, R12, R502, R504... ; R22, R123, R124, R142b, R401A, R401B, R402A, R402B, R403B, R408A, R409A, R409B..., on utilise des gaz moins dangereux en attendant de trouver des solutions alternatives notamment les fluides frigorigènes contenant de l'hydrogène HFC (hydrofluorocarbones) : R14, R23, R125, R134a, R152a, R227, R404A, R407C, R410A, R413A, R417A, R507, R508B, Isceon 59, Isceon 89, Forane 23, Forane FX 80...

### c) Les Rôles des différents organes de la machine MF

#### Rôle du compresseur K :

- il met en route la circulation du fluide (pompe aspirante et refoulante)
- il comprime le gaz (1-2) de la pression  $p_0$  (~2bar) à  $p_c$  (~8bar) pour le fréon F22 par exemple en absorbant un travail  $W_{th}$

#### Rôle du condenseur C :

- il refroidit la vapeur surchauffée (désurchauffe 2-2')
- il y a condensation de la vapeur  $V \Rightarrow L$ , Transformation  $tr$  (2'-3) en libérant les calories  $q_c$  (source chaude) à pression et température constantes ( $p_c = cte$  et  $t_c = cte$ )

\* on dimensionne le condenseur C de sorte que la condensation soit totale à la sortie.

#### Rôle du détendeur D :

- il réduit fortement la pression HP par perte de charge  $\Delta p$  à travers un tube capillaire ou un robinet à pointeau.
- cette détente entraîne une vaporisation partielle et un refroidissement du fluide.

#### Rôle de l'évaporateur E :

- il vaporise le fluide ( $L \Rightarrow V$ ) en absorbant les calories  $q_0$  à la source froide, à pression et température constantes ( $p_0 = cte$  et  $t_0 = cte$ ).

#### Rôle du Voyant V :

- il permet de contrôler la charge en fréon de la machine lors du remplissage et en cours de fonctionnement.
- il signale la présence d'humidité (vapeur d'eau) dans le fluide grâce à une pastille verte qui vire au jaune.

#### Rôle du déshydrateur DH :

- il filtre le fluide qui le traverse (copeaux métalliques, trace de soudure) et élimine la vapeur d'eau avec du silicagel

#### Rôle des manomètres HP et BP :

- ils contrôlent la pression dans le condenseur (HP) et l'évaporateur (BP) et le bon fonctionnement de l'installation
- ils sont gradués par rapport à la pression atmosphérique et indiquent donc une pression relative ( $p_{abs} = p_r + 1 \text{ bar}$ )
- ils mesurent les températures  $t_c$  et  $t_0$  dans le condenseur et l'évaporateur, du fait de la relation  $p = f(t)$  lors d'un changement d'état.

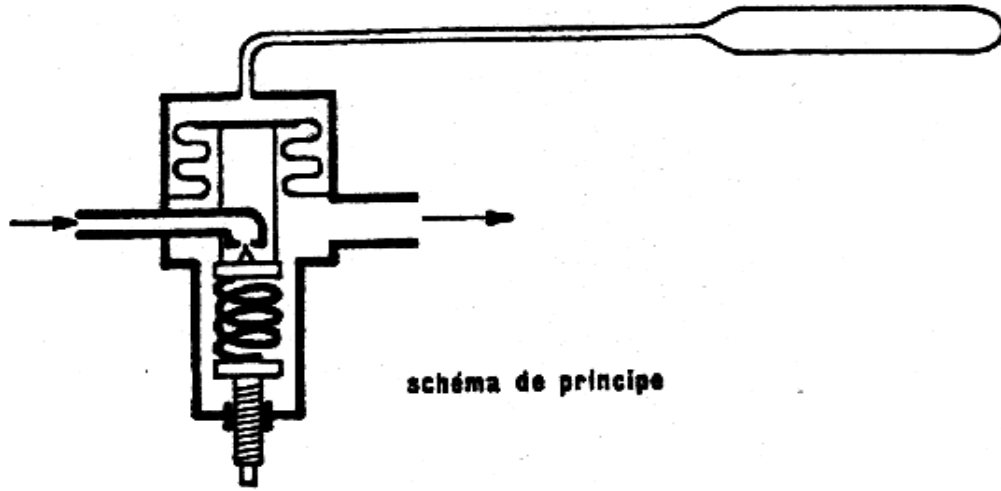


Fig. 28. Détendeur thermostatique.

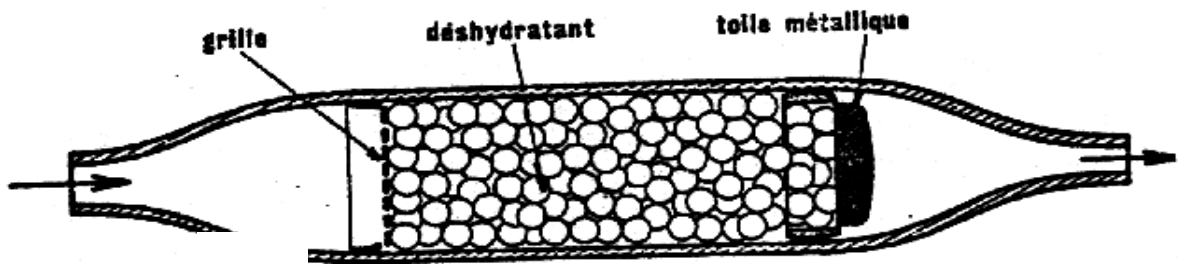


Fig. 29. Coupe d'un déshydrateur utilisé sur les circuits hermétiques.

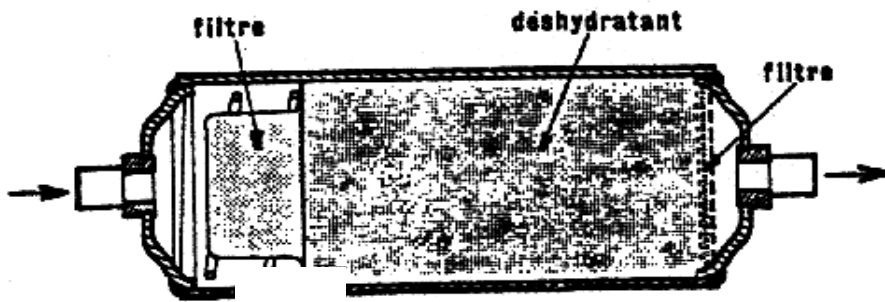


Fig. 28. Coupe d'un déshydrateur.

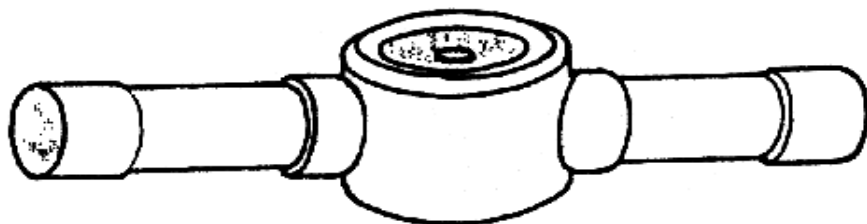
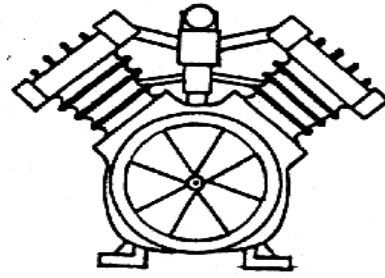
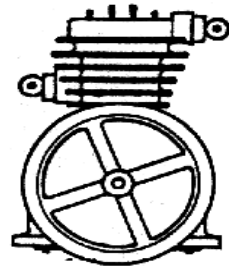
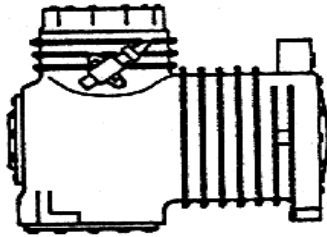


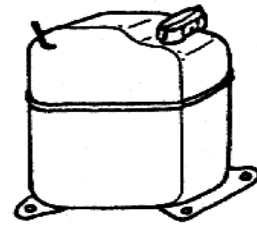
Fig. 30. Viseur de liquide avec indicateur d'humidité.



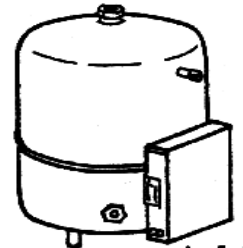
Compresseurs frigorifiques ouverts.



Compresseur  
semi-hermétique



compresseur de 1ch



compresseur de 5ch

Fig. 23. Compresseurs frigorifiques hermétiques

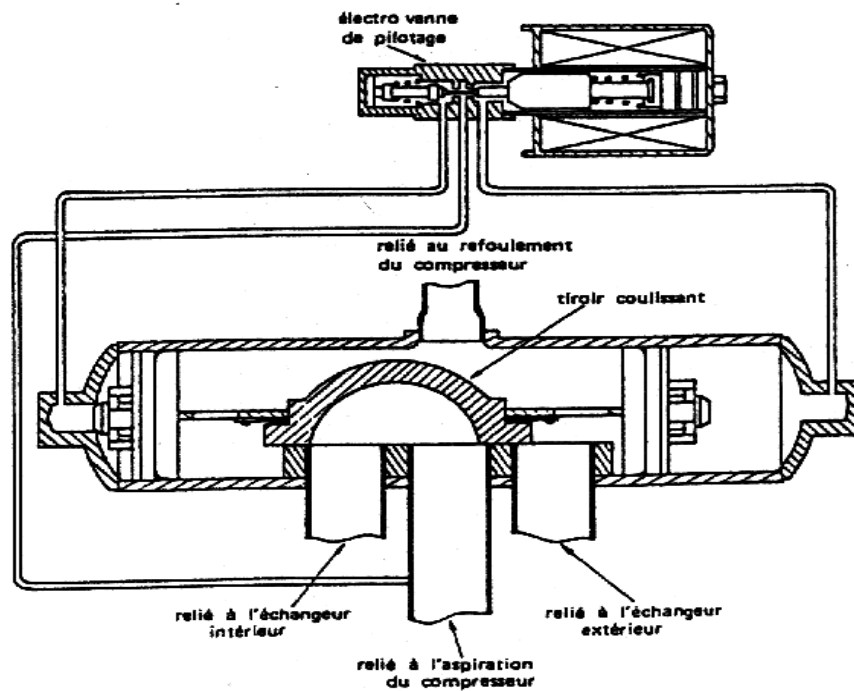


Fig . Coupe d'une vanne 4 voies avec sa vanne de pilotage

\* Quelques organes de la machine sont illustrés dans les Figures précédentes accessoires tels le détendeur thermodynamique, les compresseurs, les vannes...



A côté des organes déjà mentionnés, on utilise encore d'autres accessoires pour :

- commander ou réguler la machine MF (pressostat HP-BP, thermostats de réglage, pressostats à eau,...)
- pour mesurer et contrôler des grandeurs (manomètres, thermomètres, wattmètre, débitmètres...).

#### d) Le Cycle théorique de Mollier de la machine MF

Afin de pouvoir exploiter et contrôler une machine frigorifique, on utilise un cycle théorique d'une machine idéale en admettant les hypothèses simplificatrices suivantes :

- la compression du fluide 1-2 est **isentropique** (pas de perte de chaleur)
- il n'y a pas de perte de charge dans la tuyauterie et les échangeurs (les paliers de condensation et d'évaporation sont à  $p = \text{cte}$ , c.à.d des **isobares**)
- la détente 4-5 est **isenthalpique** ( $H = \text{cte}$ ) avec  $H = m.h$  ( avec  $m$  : masse du fluide)

On représente ce cycle idéalisé dans un diagramme ( $\log P$ ,  $h$ ) appelé diagramme de Mollier (voir Fig15).

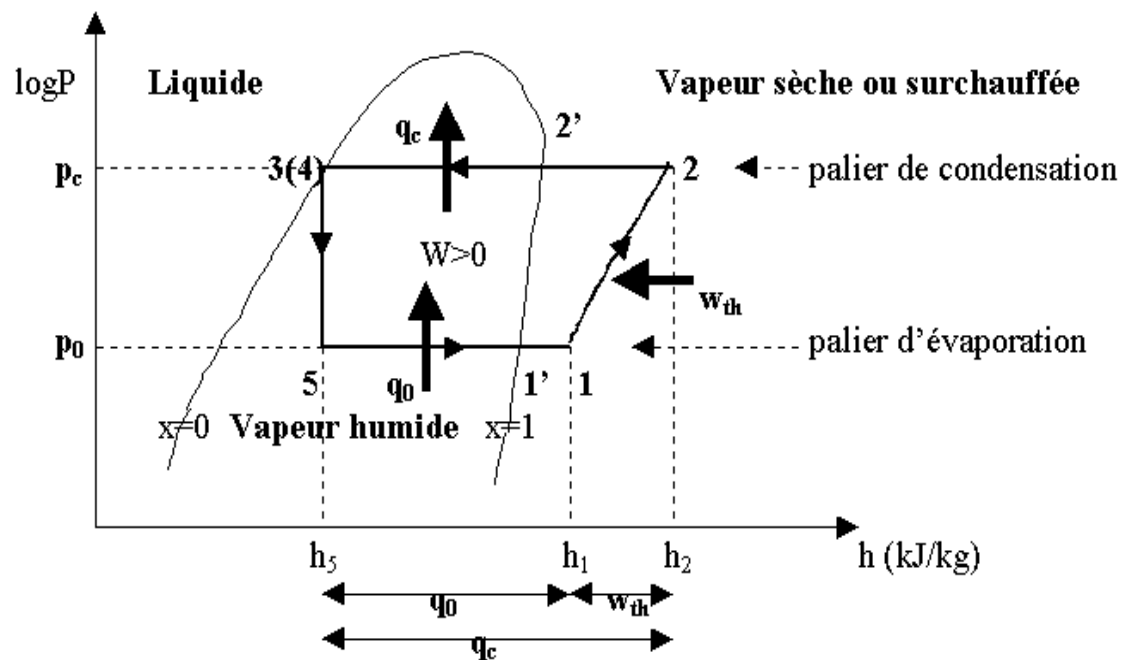


Fig.15: Cycle de Mollier théorique

#### • Caractéristiques du cycle :

- la compression 1-2 est isentropique avec apport de travail  $w_{th}$  de l'extérieur
- la vapeur surchauffée à la sortie du compresseur se désurchauffe de 2-2', dans la tuyauterie et au contact de l'eau dans le condenseur.

- à partir du point 2', la vapeur se condense progressivement dans le condenseur (C) de 2'-3 (mélange L+V), et au point 3(4) on n'a plus que du liquide (titre  $x = 0$ )
- le liquide se détend à enthalpie constante ( $H = \text{cte}$ ) : 4-5.
- la vapeur humide (mélange L+V) s'évapore progressivement dans l'évaporateur (E) de 5-1
- la portion 1'-1 correspond à une surchauffe de la vapeur dans l'évaporateur

Le diagramme de Mollier est rapporté à une masse de fluide frigorigène  $m = 1\text{kg}$ .

### • Bilan d'énergie de la machine MF

En vertu du premier principe de la Thermodynamique, il y a conservation de l'énergie : c.à.d que la quantité de chaleur rejetée au condenseur ( $q_c$ ) doit être égale à la chaleur extraite à l'évaporateur ( $q_0$ ) + le travail ( $w_{th}$ ) consommé pour faire tourner le compresseur.

d'où l'équation : 
$$q_c = q_0 + w_{th}$$

cette équation traduit le bilan d'énergie de la MF idéale.

\* Le choix d'échelle en abscisse (enthalpie  $h$  en kJ/kg) est très pratique pour l'exploitation quantitative du cycle de Mollier, car il permet de lire directement les énergies  $h_i$  aux différents points  $i$  (1,2,3,4) du cycle de la machine.

on constate que :

- la quantité de chaleur dégagée au condenseur :  $q_c = h_2 - h_4$
- la quantité de froid produite à l'évaporateur :  $q_0 = h_1 - h_5$
- le travail dépensé au compresseur :  $w_{th} = h_2 - h_1$

et par conséquent, on vérifie bien la relation précédente, car :

$$h_2 - h_4 = (h_1 - h_5) + (h_2 - h_1) = h_2 - h_4 \quad , \text{ (car } h_4 = h_5 \text{)}$$

### • Coefficient de performance COP

Dans les machines DT (MF et PAC), on remplace le terme de rendement de la machine par son coefficient de performance (COP), car le rendement serait  $> 1$  (paradoxe de Kelvin). Le COP de la machine frigo de la machine,  $\eta_f$  est défini par la relation:

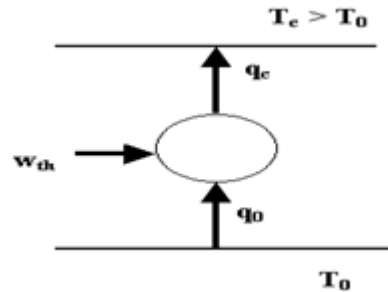
$$\eta_f = \text{froid produit} / \text{travail fourni} = q_0 / w_{th}$$

or,  $q_c = q_0 + w_{th}$  (premier principe)

d'où : 
$$\eta_f = q_0 / w_{th} = (h_1 - h_5) / (h_2 - h_1)$$

\* on constate alors, que  $\eta_f > 1$  (car  $T_c > T_0$ ) et dans la pratique,  $\eta_f = 3$  à  $5$

On extrait plus de calories à la source froide que d'énergie fournie au moteur : ceci explique l'intérêt des machines DT pour le chauffage et la climatisation des bâtiments et maisons.



**Fig. 16: Schéma de la machine MF**

### e) Grandeurs caractéristiques de la machine MF

Une machine ou installation frigorifique est d'abord caractérisée par :

- son régime nominal de fonctionnement défini par  $(t_c, t_0, t_{SR})$ , c.à.d par le choix des températures de ses points de condensation ( $t_c$ ), d'évaporation ( $t_0$ ) et de sa température de sous-refroidissement ( $t_{SR} = t_4$ )
- sa puissance frigorifique  $P_0$  donnée en fg/h ou kJ/kg avec ( $1 \text{ fg/h} = 1 \text{ kcal/h}$ )
- à l'évaporateur (production frigorifique massique  $q_0$ , production frigorifique par  $\text{m}^3$  aspiré  $q_0$ , débit massique  $q_m$ , débit volumique aspiré  $V_a$  ou balayé  $V_b$ , puissance frigo...)
- au condenseur (quantité de chaleur à évacuer  $q_c$ , puissance calorifique  $P_c$ ...)
- au compresseur (travail théorique  $w_{th}$  ou réel  $w_r$ , puissance théorique  $P_{th}$  et réelle  $P_r$ , puissance absorbée par rapport à la puissance frigo  $N(\text{kW})$ ...)

Le relevé des pressions et températures en divers points du circuit et le tracé du cycle de Mollier permet de contrôler le bon fonctionnement de la machine.

Le technicien ou l'ingénieur sont confrontés à deux types de problèmes :

- la détermination des caractéristiques géométriques du compresseur (puissance développée, course, alésage, nombre de pistons et d'étages...) et des échangeurs (dimensions et types...), connaissant la puissance frigo souhaitée par le client
- le contrôle et la maintenance de l'installation frigo en fonction du régime nominal défini et de la puissance frigo imposée en relevant périodiquement les paramètres mesurables ( $t, p, \text{débit}, \text{puissance}$ ...)

On compare également l'**efficacité** de la machine frigo, définie comme le rapport du COP cycle de Mollier par le cycle de Carnot inverse, soit :

$$\varepsilon = \frac{\eta_F}{\eta_C}$$

avec,  $0 < \varepsilon < 1$ , sachant que

$$\eta_F = \frac{q_{\dot{a}m}}{w_{th}} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad \eta_C = \frac{T_0}{T_C - T_0}$$

#### f) Modification du cycle de la machine MF

Le but d'une machine frigorifique est de produire du froid par extraction de calories à la source froide, en évaporant un fluide frigorigène et d'abaisser la température de cette source de  $+5^\circ\text{C}$  à  $-30^\circ\text{C}$  selon l'usage (frigo ou congélateur, chambre froide).

En terme d'économie d'énergie et de rentabilité, on cherche à optimiser la production de froid  $q_0$  avec une dépense de travail  $w_{th}$  consommé minimum, soit à **avoir un COP élevé**.

D'après la définition du COP  $\eta_f$ , il faut augmenter la production frigo massique  $q_{0m} = h_1 - h_5$ , représentée par le segment  $[h_5h_1]$  sur la Fig.

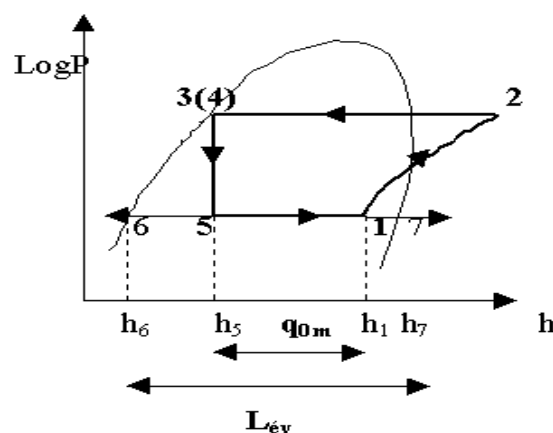


Fig. 17 : Cycle de Mollier de la machine MF

L'augmentation de la quantité de froid produite  $q_{0m}$  est alors obtenue (voir Fig. 17) :

- en déplaçant le point 1 vers la droite, grâce à une surchauffe du fluide
- et en déplaçant le point 5 vers la gauche, grâce à un sous-refroidissement du fluide

### 1) Sous-Refroidissement du liquide

Le fluide frigorigène à l'état liquide à la sortie du condenseur (point 3) est sous-refroidi (c.à.d on abaisse sa température en déplaçant le point 3 vers la gauche), ceci est réalisé :

- soit, dans le condenseur lui-même en augmentant ses dimensions (c.à.d sa surface d'échange)
- soit, dans une bouteille d'accumulation (BA) placée à la sortie du condenseur
- soit, dans un échangeur interne situé entre le condenseur et l'évaporateur

On peut procéder soit à un seul sous-refroidissement (de 3-4) ou à deux sous-refroidissements successifs (de 3-4 et ensuite de 4-4'), voir la Fig. 18 : en déplaçant le point 3 vers la gauche, on déplace automatiquement le point 5 vers la gauche et on augmente ainsi la partie de la chaleur latente non exploitée.

### 2) Surchauffe de la vapeur

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur humide est surchauffé (c.à.d on élève sa température en déplaçant le point 1 vers la droite), ceci est réalisé (voir Fig. 19) :

- soit, dans l'évaporateur lui-même en augmentant ses dimensions
- soit, dans une bouteille anti-coups liquide (BACL) placée à la sortie de l'évaporateur
- soit, dans un échangeur interne situé entre les deux échangeurs

En déplaçant le point 1 vers la droite, on augmente également la portion de chaleur latente d'évaporation non utilisée.

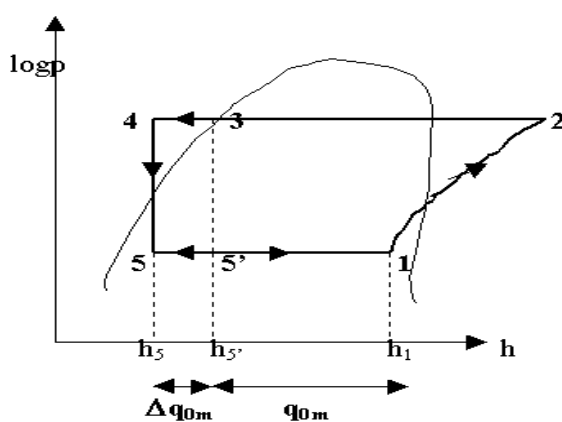


Fig. 18 : Sous-refroidissement du liquide

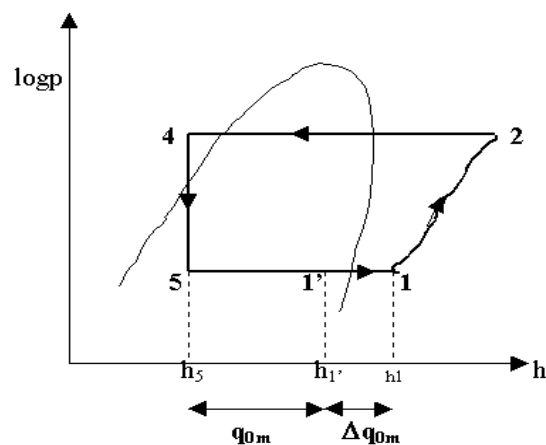
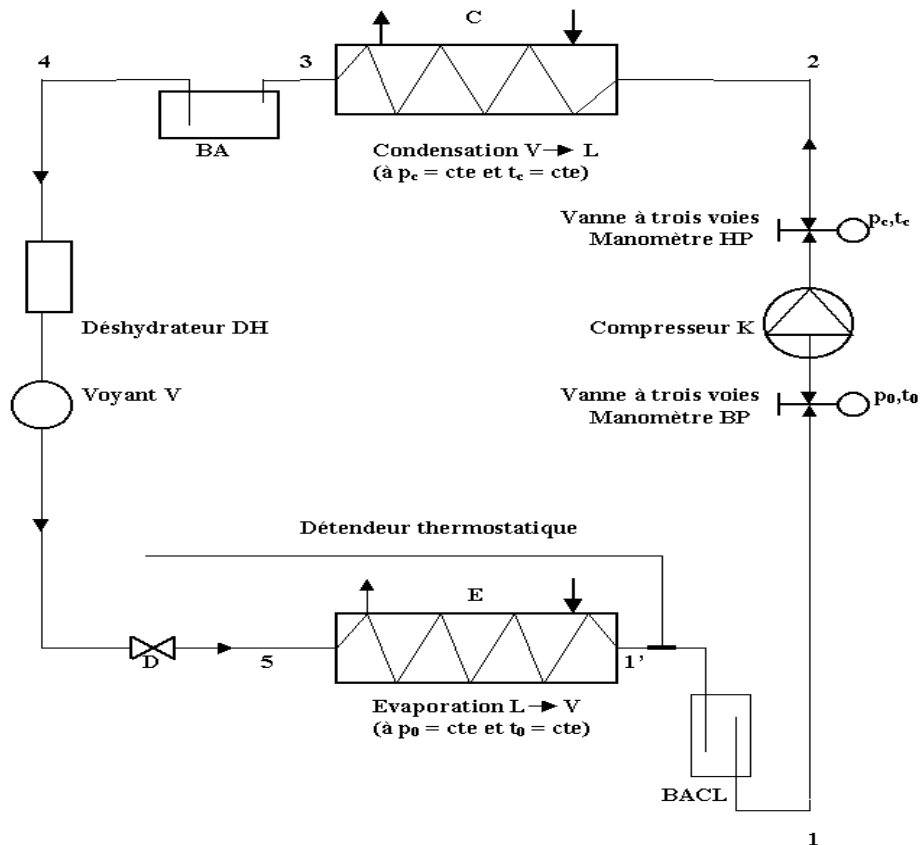


Fig. 19 : Surchauffe de la vapeur

En procédant à des sous-refroidissements et à des surchauffes dans les installations frigorifiques, on augmente donc le froid produit dans l'évaporateur et le segment  $q_{0m}$  s'approche de la chaleur latente d'évaporation : on extrait alors plus de calories à la source froide en exploitant au maximum la chaleur libérée par l'évaporation du fluide. Une telle installation frigo avec deux sous-refroidissements (de 3-3' et de 3-4) et une surchauffe (de 1-1') est représentée dans la Fig.20



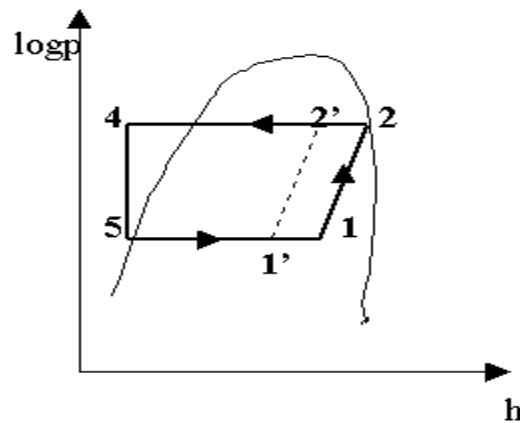
**Fig.20: Installation frigorifique avec sous-refroidissement et surchauffe**

### g) Régimes de fonctionnement

Une machine frigorifique peut fonctionner selon deux types de régimes, à savoir :

- le **régime humide** utilisé dans les premières machines MF
- le **régime sec** conseillé et utilisé actuellement

## 1) Régime humide

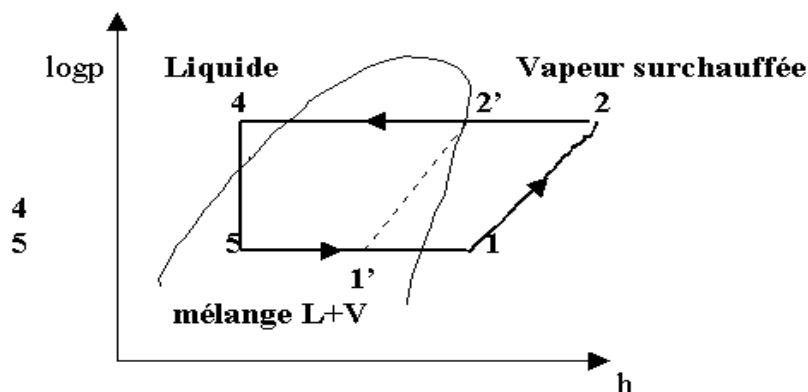


**Fig. 21: Fonctionnement en régime humide**

- dans ce régime, la compression 1-2 se termine juste à l'état sec (point 2)
- ce régime présente des risques pour le compresseur K (coups de bélier), du fait d'une présence possible d'un résidu liquide en fin de compression (déplacement du point de 1 à 1')
- ce régime réduit la production frigo  $q_{0m}$

## 2) Régime sec

Pour éviter ces risques de coups de bélier en fin de compression (dommageable au compresseur), on préfère donc travailler en régime sec, en déplaçant le point 1 vers la droite grâce à une surchauffe dans l'évaporateur ou une bouteille BACL. On déplace alors le point du régime de vapeur humide (mélange L+V) vers le régime de vapeur sèche ou surchauffée.



**Fig.22: Régime sec**

#### IV-2-2-2. La pompe à chaleur PAC

Les machines dynamo-thermiques transfèrent de la chaleur d'une source froide à une source chaude et de ce fait combinent deux fonctions essentielles :

- la production de froid au niveau de l'évaporateur, par absorption de calories à la source froide (machine frigo)
- la production de chaleur au niveau du condenseur, par dégagement de calories à la source chaude (pompe à chaleur)

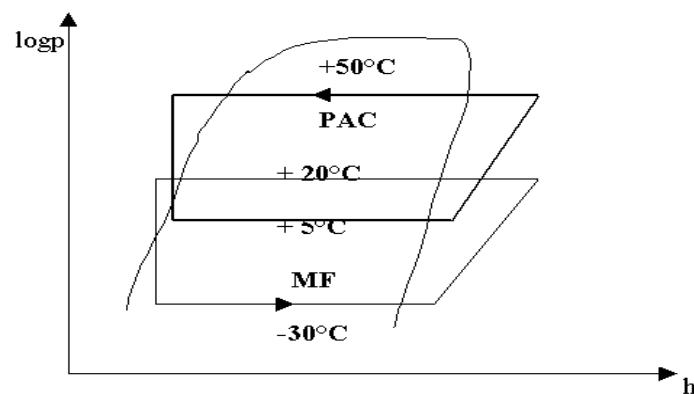
On dispose donc, d'une machine capable de :

- produire du froid (réfrigérateur, congélateur, chambre froide, salle d'ordinateur...)
- de produire du chaud pour chauffer un local, un bâtiment (pompe à chaleur)
- d'assurer à la fois le chauffage et le refroidissement d'un local (climatisation) en utilisant une vanne d'inversion, qui échange le rôle des échangeurs selon les saisons été ou hiver

La pompe à chaleur (PAC) se distingue donc uniquement de la machine frigo (MF) par son régime nominal de fonctionnement, c.à.d par les valeurs des températures de condensation  $t_c$  et d'évaporation  $t_0$  :

- dans une machine MF, on veut obtenir des températures  $t_0$  basses ( $+5^\circ$  à  $-30^\circ\text{C}$ )
- dans une machine PAC, on veut obtenir des températures plus élevées pour  $t_c$  (40 à  $60^\circ\text{C}$ )

Les cycles respectifs de ces deux machines sont représentés sur la Fig. 23.



**Fig.23: Cycles d'une PAC et MF**

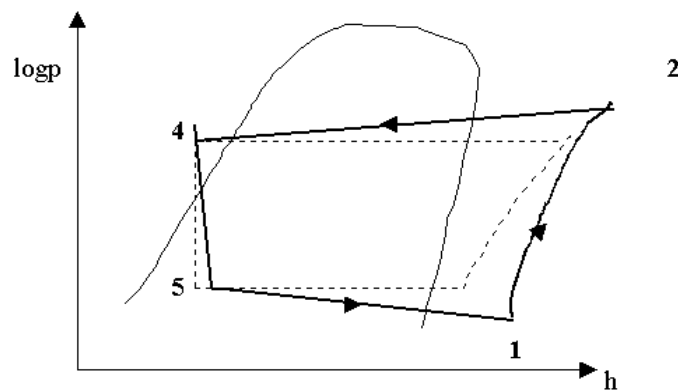


### IV-2-2-3. Machine Frigo et PAC réelles

Dans la pratique les machines frigo et PAC ne peuvent pas suivre le cycle idéal de Mollier, car:

- la compression n'est pas isentropique (il ya des pertes de chaleur)
- la détente n'est pas isenthalpique
- il a perte de charge au niveau des soupapes d'admission et de refoulement du fluide, ainsi que dans la tuyauterie (~ 0.2 à 0.4 bar)
- les échangeurs ne sont pas parfaits

Ces déviations par au rapport à une machine idéale se traduisent par une perte de performance et par le cycle réel.



**Fig .24: Cycle réel de la machine frigo ou PAC**

Ce cycle réel de la machine frigo se traduit par un  $COP < COP$  de Mollier.

En pratique, le COP de la MF est de  $\eta_f = 3$  à 5 environ, il diminue si la différence  $\Delta T$  entre les deux sources de chaleur est grande. Les machines dynamo-thermiques sont utilisées dans de nombreuses applications allant du chauffage, à la production de froid et à la climatisation. On utilise des pompes à chaleur du type air-air, air-eau, eau-air et eau-eau selon la nature des sources disponibles (air extérieur, air extrait, nappe phréatique...).

### IV-2-3. Les Turbines à gaz

La turbine à gaz ou turbine à combustion TAC ou TAG, est un moteur à combustion interne inventé en 1731 par John Barber. le principe est de produire du travail mécanique recueilli par l'arbre de rotation et obtenu grâce à la conversion de l'énergie calorifique de combustion d'un gaz. les éléments principaux sont le compresseur, la chambre de combustion et la turbine qui peut communiquer l'énergie mécanique produite à un alternateur pour l'électricité ou pour la motorisation dans le cas de turboréacteurs par exemple.

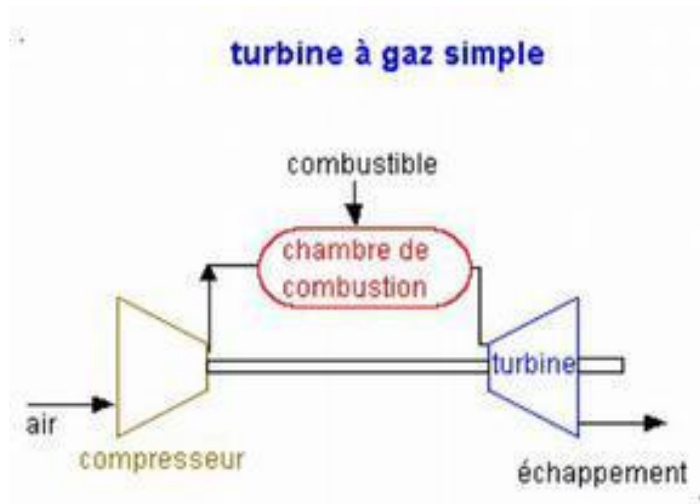
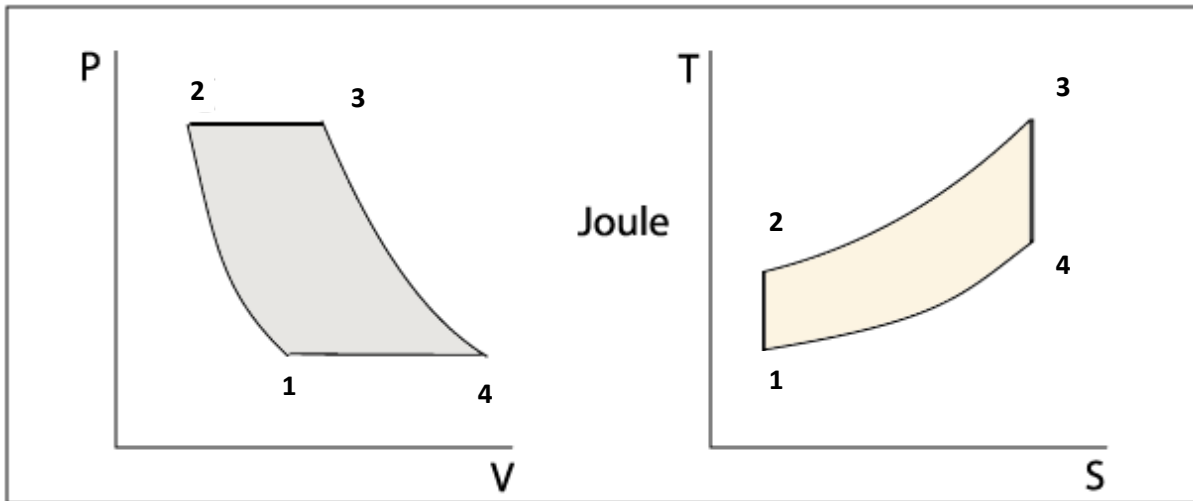


Fig.25 éléments de la TAC ou TAG

1) Cycle thermodynamique : le fonctionnement de la turbine à gaz repose sur le cycle thermodynamique de Joule, ce cycle est composé de 04 transformations :

- B-C : compression adiabatique de l'air ( dans le turbocompresseur)
- C-D : chauffage isobare dans la chambre de combustion du mélange air-combustible
- D-A : détente adiabatique dans la turbine des gaz brûlés.
- A-B : refroidissement isobare des gaz brûlés.

Bien entendu, le cycle est ouvert mais pour des considérations simplificatrices, on suppose qu'après refroidissement, l'air pénètre à nouveau dans le compresseur et le cycle recommence.



La performance de la turbine à gaz est mesurée par rapport à son rendement thermique :

$$\eta = \frac{W_{\text{cycle}}}{Q_1}$$

Avec  $W_{\text{cycle}}$  est le travail total du cycle,  $Q_1$  est la quantité de chaleur dégagée lors de la combustion.

$$\eta = \frac{W_{\text{cycle}}}{Q_1} = \frac{Cp(T_3 - T_2) - Cp(T_4 - T_1)}{Cp(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{Cp(T_4 - T_1)}{Cp(T_3 - T_2)}$$

en utilisant les lois de Laplace pour les adiabatiques, on écrit :

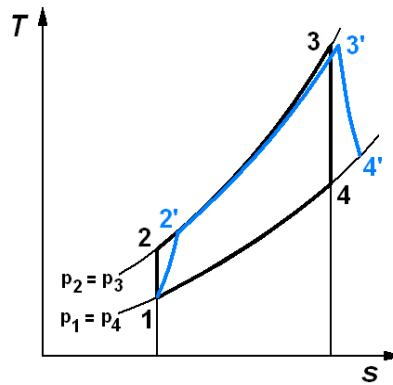
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m \quad \text{et} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^m = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m$$

$m = (\gamma - 1)/\gamma$  et  $P_2/P_1 = \beta$  est appelé taux de compression, le rendement s'écrit au final pour le cycle de Joule comme suit :

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{1}{\beta^m}$$

2) Cycle réel de Joule :

À cause des irréversibilités dues aux frottements : la compression et la détente ne se font pas d'une manière adiabatique ou isentropique comme c'est montré sur le diagramme réel.



On définit alors un rendement interne du compresseur :  $\eta_c = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1}$

Un rendement interne de la turbine :  $\eta_T = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4} = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4}$

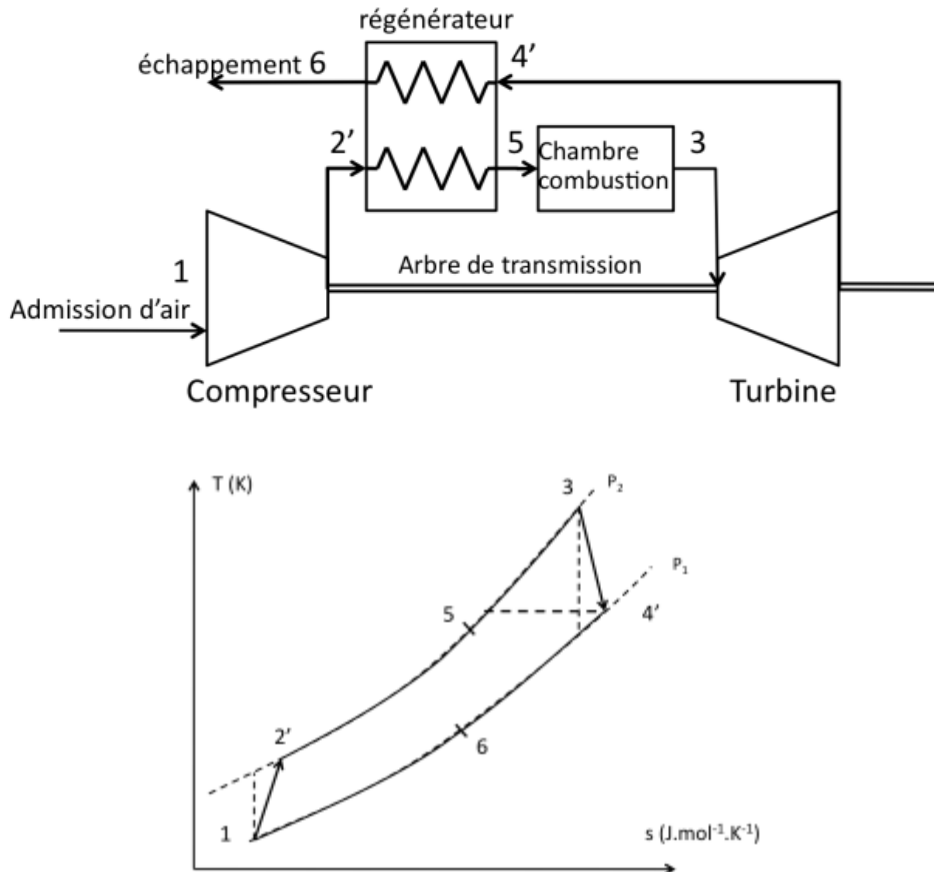
Le rendement de l'installation devient alors :  $\eta = \frac{Q_{T\text{réel}} - Q_{C\text{réel}}}{Q_{1\text{réel}}} = \frac{\eta_T(h_3 - h_4) - \frac{1}{\eta_c}(h_2 - h_1)}{(h_3 - h_{2'})}$

### 3) cycle à combustion isochore

dans la chambre de combustion, on maintient les trois soupapes : d'admission de l'air, de buse d'injection du combustible et d'échappement des gaz brûlés toutes les trois fermées, donc le mélange air-combustible est enfermé dans un volume, la formule du cycle change car la chaleur durant la combustion sera égale à  $Q_1 = C_v (T_3 - T_2)$  au lieu de  $C_p$  dans le cas précédent.

### 4) cycle à régénération

Ce cycle est utilisé pour améliorer le rendement de la TAG, en effet, on récupère la chaleur sortant avec les gaz brûlés pour utilisation au préchauffage de l'air avant compression, en installant un régénérateur à la sortie de la turbine.

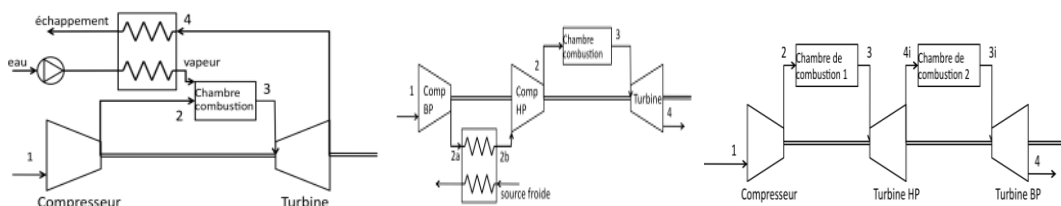


**Fig. 26 Machine et cycle à régénération**

Le taux de régénération est défini par :  $\sigma = \frac{T_5 - T_{2'}}{T_{4'} - T_6}$

La quantité de chaleur de régénération est :  $Q_{reg} = C_p(T_5 - T_{2'}) = \sigma C_p(T_{4'} - T_6)$

il existe d'autres moyens d'amélioration du rendement et de la puissance délivrée par la turbine à gaz tels que : cycle à injection de vapeur ( on injecte de la vapeur dans la chambre de combustion pour augmenter le débit et réduire les émissions NOx), cycle à compression étagée ( on installe deux compresseurs BP et HP pour réduire le travail de compression par un système de refroidissement) , cycle à combustion séquentielle ( deux chambres de combustions séparées par une turbine de détente intermédiaire)



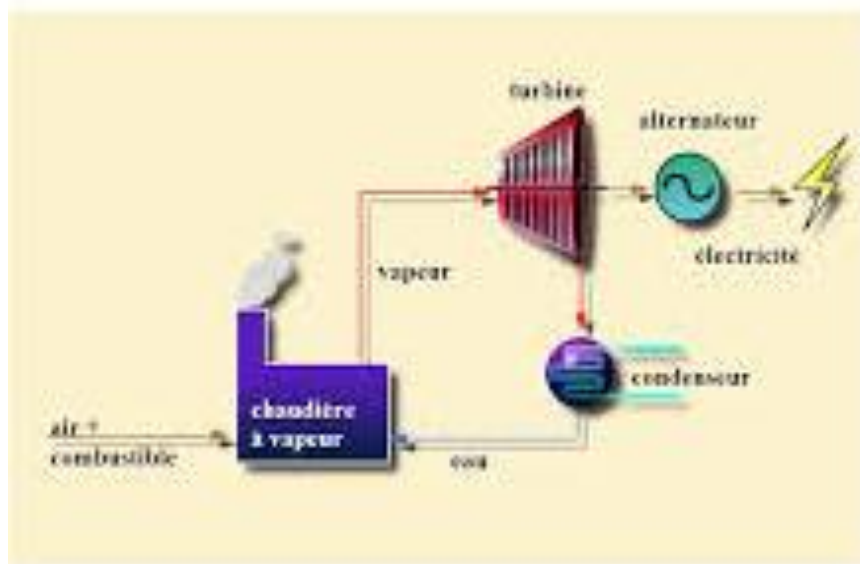
**Fig. 27 Schéma d'amélioration de la TAG**

#### IV-2-4. Les Turbines à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur à combustion externe du type turbomachines à écoulement continu, fonctionnant selon le cycle de Clausius-Rankine où circule le fluide moteur qui est la vapeur d'eau. La machine comporte 04 éléments principaux : pompe centrifuge, chaudière, turbine et condenseur.

##### 1) Principe de fonctionnement :

- L'eau liquide est pompée et envoyée vers la chaudière
- elle est chauffée, vaporisée et surchauffée
- la vapeur se détend dans la turbine et produit une énergie mécanique
- la vapeur ainsi détendue traverse un condenseur au contact d'une source froide et le cycle recommence.



**Fig. 28 : Schéma de fonctionnement de la turbine à vapeur**

##### 2) Cycle thermodynamique de Rankine :

le cycle est représenté sur les diagrammes thermodynamiques de la courbe de saturation de l'eau et passe par les étapes suivantes (voir Fig.29) :

- 1-2(tr EA) : pompage de l'eau sans apport de chaleur
- 2-3 (tr ABC): l'eau entre dans la chaudière, se chauffe jusqu'à la température d'ébullition à pression constante et se vaporise jusqu'au point 3, ce cycle est sans surchauffe de la vapeur.
- 3-3' (tr CC') : surchauffe de la vapeur saturante
- 3'-4 (tr C'D) : détente adiabatique dans la turbine jusqu'à la pression initiale toujours inférieure à la pression atmosphérique

- 4-1 (tr DE) : dans le condenseur à pression et température constantes, la vapeur humide cède sa chaleur latente au cycle d'eau de refroidissement et revient ainsi à l'état liquide initial.

- la quantité de chaleur apportée au cycle par la chaudière est  $Q_1$

$$Q_1 = h_3 - h_2$$

- la quantité de chaleur cédée durant le passage dans le condenseur est  $Q_2$

$$Q_2 = h_1 - h_4$$

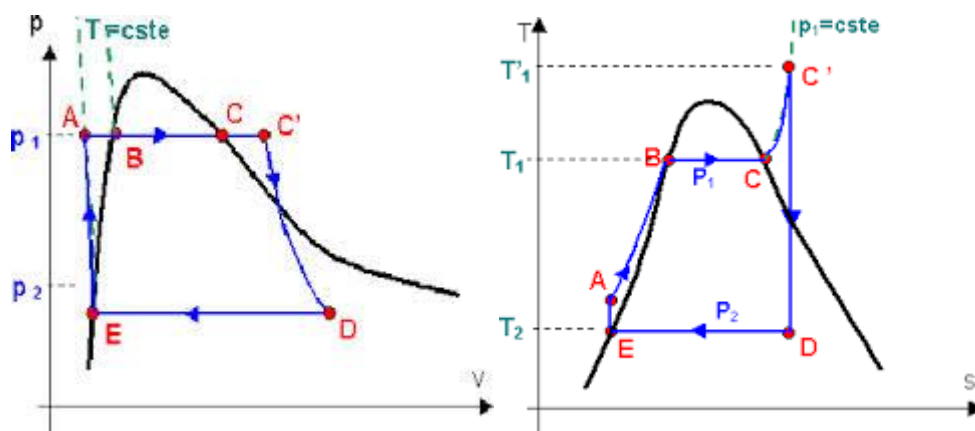
- le travail utile de la turbine est  $W$  somme algébrique entre chaleur reçue et chaleur perdue par le cycle

$$W = Q_1 + Q_2 = h_3 - h_2 + h_1 - h_4 = h_4 - h_3 < 0 \text{ (travail de détente)}$$

### 3) Rendement thermique de la turbine à vapeur et consommation spécifique de vapeur:

Le rendement thermique est le rapport entre travail utile obtenu et chaleur reçue par le cycle, c'est la définition d'un rendement d'une machine motrice :

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = \frac{h_4 - h_3}{h_3 - h_2}$$



**Fig.29 : Diagrammes du cycle de Rankine PV et TS**

La consommation spécifique de vapeur est définie par :

$$D_0 = 3600 / W = 3600 / (h_4 - h_3), \text{ kg/kWh}$$

### 4) cycle pratique de la turbine à vapeur :

Le cycle de Rankine est le cycle idéal dont les transformations sont réversibles, mais dans le cycle réel, la détente par exemple ne peut se faire de manière isentropique à cause des pertes qui augmentent l'enthalpie à cause du réchauffement par frottements.

Le travail réel utile devient :  $W_r = h_{4r} - h_1$

le point 4 dévi de l'isentropique vers la droite de la courbe de saturation.

Le rendement interne de la turbine est :

$$\eta_{Ti} = \frac{h_{4'} - h_3}{h_4 - h_3}$$

##### 5) amélioration du cycle simple de la TAV

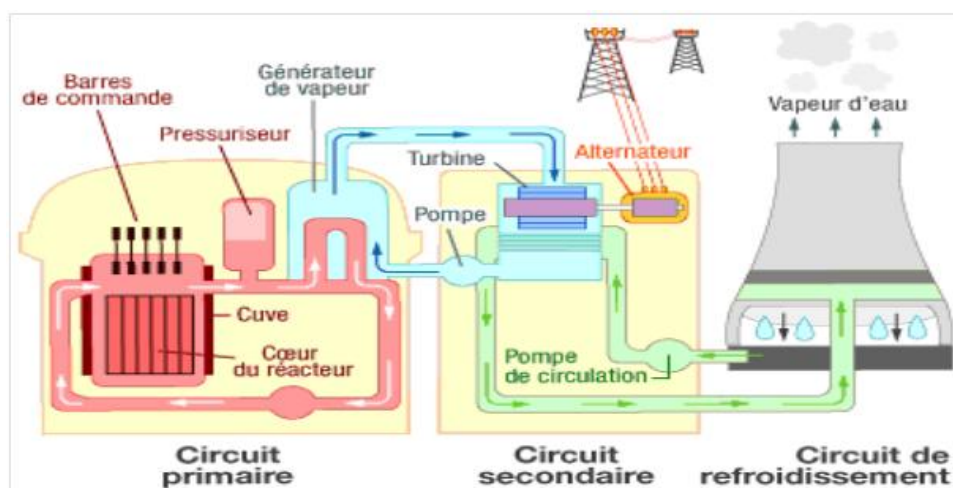
L'objectif principal de l'amélioration est d'approcher le rendement théorique de Carnot, pour ceci on procède à des modifications sur le cycle simple par :

- cycle de Hirn avec surchauffe et resurchauffe de la vapeur en installant un surchauffeur entre la sortie de la première turbine et l'entrée de la deuxième. cette technique permet d'augmenter la pression avant détente sans formation de gouttelettes d'eau dans la turbine grâce à la surchauffe intermédiaire.
- le cycle à soutirages ou régénération de chaleur

On soutire des fractions massiques de vapeur à différents étages de la détente.

Le condensat habituellement à une température autour de 30 °C est réchauffé dans des échangeurs de chaleur et peut atteindre la température de 200 à 260 °C avant d'atteindre la chaudière et ce grâce à la chaleur de la vapeur soutirée (entre 6 et 8 soutirages), le travail utile devient alors la somme des travaux de chaque détente entre les différents soutirages.

Les Centrales à vapeur sont d'une grande importance d'une part pour la production de l'électricité ou propulsion navale et d'autre part dans les cycles nucléaires qui utilisent essentiellement un cycle à vapeur.



**Fig. 30 : Centrale nucléaire**



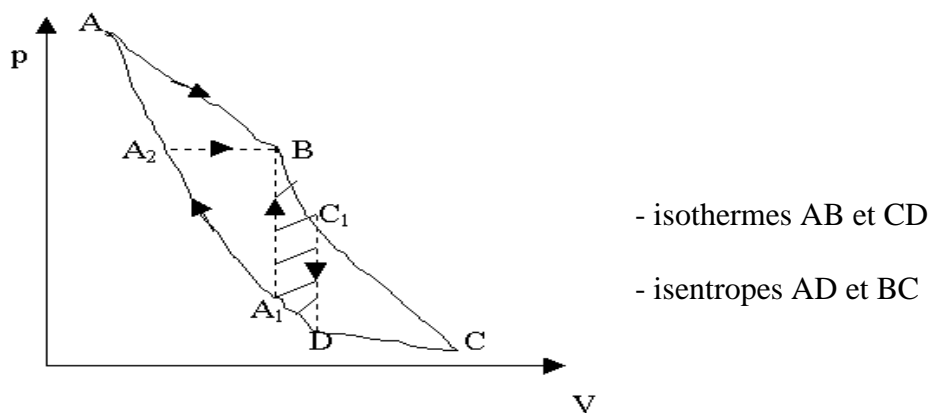
### IV-3. Moteurs à combustion interne

#### IV-3-1. Introduction

Les moteurs à combustion interne sont des machines thermiques du type thermodynamique où l'énergie calorifique produite par combustion d'un mélange carburant-air est convertie en travail mécanique. Le cycle idéal d'un moteur à combustion interne est le cycle de Carnot. Le rendement thermique d'un cycle de Carnot augmente si la différence de température  $\Delta T = T_2 - T_1$  augmente, en effet on a :

$$\eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

Donc si on brûlait directement les gaz (air + carburant) dans l'enceinte de la machine ou moteur, on augmenterait sensiblement la température  $T_2$ : d'où, un rendement final plus élevé. C'est là, le principe du moteur à combustion interne.



**Fig. 31 : Cycle Moteur de Carnot**

L'utilisation du moteur de Carnot est idéale mais cela n'est pas réalisable dans la pratique, car si la température finale  $T_2$  est très élevée, alors la pression correspondante atteint des valeurs trop élevées incompatibles avec un moteur normal.

**ex.** si  $T_2 = 1800^\circ\text{C}$  et si on partait de  $T_1 = 15^\circ\text{C}$  avec  $p_1 = 1\text{bar}$ , alors par calcul, on aurait  $p_2 > 200\text{ bar} !!!$

Il faudrait surdimensionner les moteurs pour travailler à ces pressions élevées. Or, les moteurs actuels ont des taux de compression inférieurs (de 15 ou 25), au lieu d'un taux irréalisable de 400 pour le cycle de Carnot.

\* il faut alors modifier le cycle de Carnot inutilisable dans les moteurs à combustion : ceci est réalisé de deux façons différentes en supprimant les deux transformations isothermes AB et BC. On obtient alors respectivement :

- le cycle à volume constant du **moteur à essence**, en remplaçant :

=> L'isotherme AB par une isochore  $A_1B$

=> l'isotherme CD par une isochore  $C_1D$

- le cycle à pression constante du **moteur Diesel**, en remplaçant :

=> L'isotherme AB par une isobare  $A_2B$

=> l'isotherme CD par une isochore  $C_1D$

D'où, les deux cycles  $A_1BC_1D$  à volume constant et  $A_2BC_1D$  à pression constante dont les rendements sont inférieurs au cycle idéal de Carnot.

Dans ces moteurs à combustion interne, l'énergie chimique d'un carburant est convertie par combustion dans une machine à pistons en travail mécanique : ces moteurs sont donc des systèmes ouverts avec combustion interne ( tout se passe dans le cylindre. Au cours de cette combustion, la composition du mélange air-carburant change et les gaz brûlés sont évacués dans l'atmosphère extérieure. On a en réalité un système ouvert et irréversible où le mélange change à la fois de masse et de composition.

On idéalise ces moteurs en ne considérant qu'un cycle fermé à air dans lequel on négligera la variation de composition et de masse du mélange. Grâce à différentes méthodes de combustion et donc d'apport de chaleur, on distingue différents types de moteurs tels le moteur à essence, le moteur diesel et le moteur diesel mixte de Seiliger.

#### **IV-3-2. Le cycle à volume constant (Cycle Beau de Rochas)**

##### **Moteur à essence**

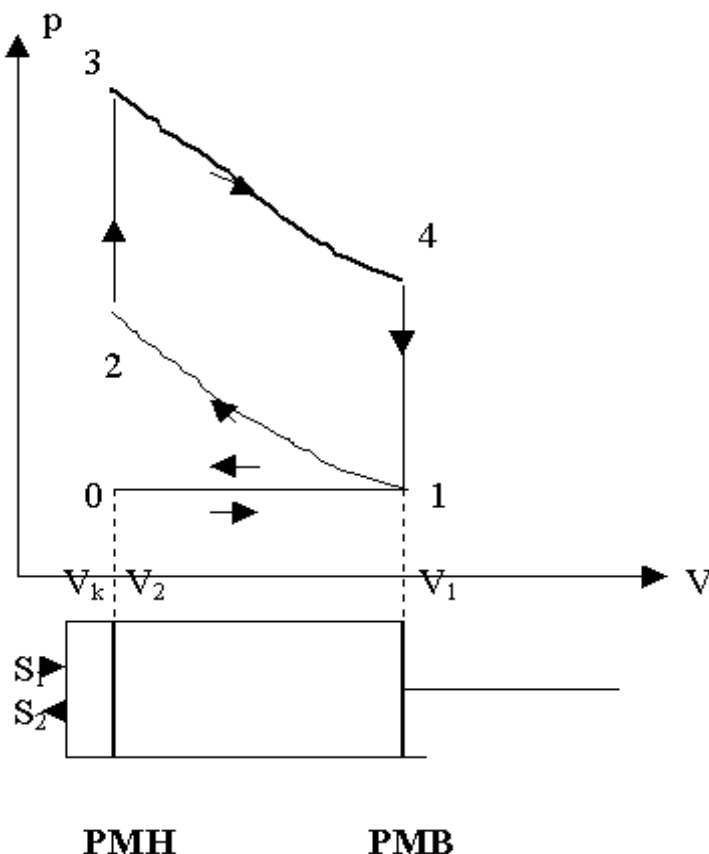
Considérons le cycle théorique du moteur à essence représenté par son diagramme théorique en coordonnées (p,V), voir Fig. 32. Il s'agit de :

- un cycle ouvert avec évacuation des gaz brûlés à l'atmosphère (la masse de gaz varie)
- ce cycle idéalisé est un moteur dit à quatre temps en admettant les hypothèses suivantes

### 1) Cycle théorique

Hypothèses :

- l'ouverture et fermeture des soupapes d'admission et d'échappement sont instantanées et sans perte de charge ( $\Delta p = 0$ )
  - l'allumage et la combustion sont instantanés
  - la compression et la détente sont isentropiques (c.à .d sans perte de chaleur)
  - on suppose les chaleurs massiques  $C_p$  et  $C_v$  constantes au cours du cycle



- **1<sup>er</sup> temps de 0-1** : phase admission du gaz
- **2<sup>ème</sup> temps de 1-2** : phase de compression isentrope
- **3<sup>ème</sup> temps de 2-3-4** : phase allumage à  $V = \text{cte}$  + la phase 3-4 détente isentrope (seule motrice)
- **4<sup>ème</sup> temps de 4-1-0** : phase d'échappement

où,  $V_k$  est le volume ou espace mort de 0.2 à 0.3 mm

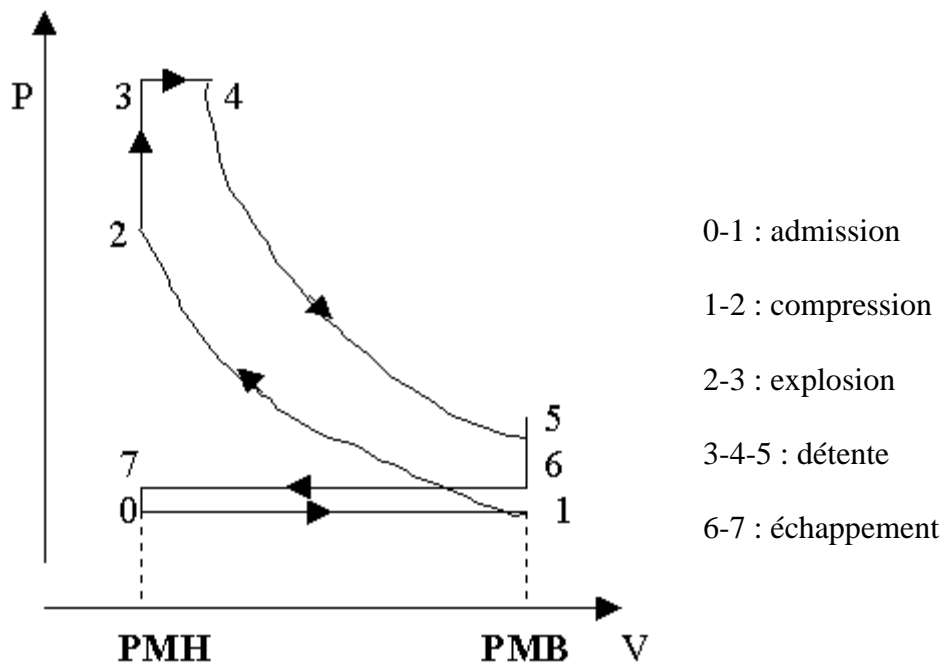
Fig. 32 : Cycle théorique de Watt

## 2) Cycle réel du moteur à essence

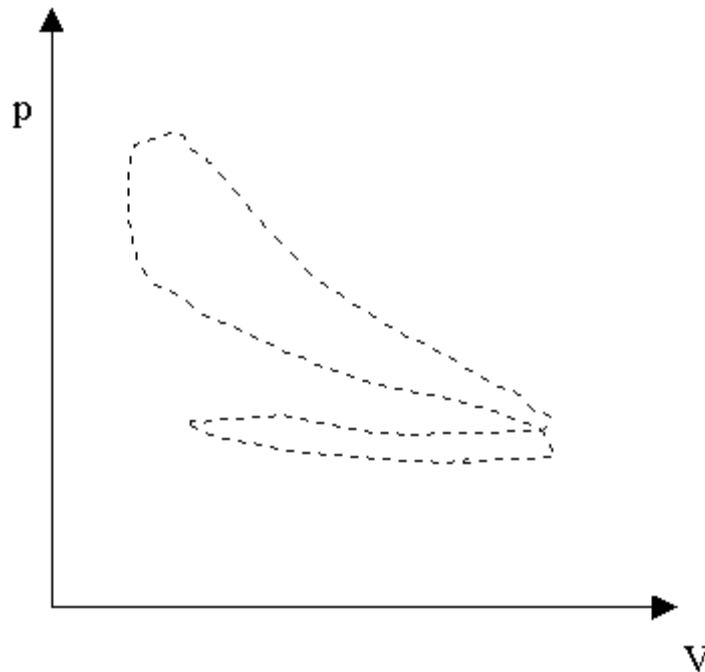
Les transformations idéales et réversibles ne sont pas réalisées dans la pratique à cause :

- des pertes de chaleur par les parois du cylindre (d'où une réduction de la température  $T_2$  en fin de compression et donc aussi de la pression  $p_2$ )
- des pertes de charge dans les soupapes, réduisant la pression pendant la phase d'aspiration 0-1 et augmentant la pression pendant la phase d'échappement 1-0
- la combustion n'est pas instantanée, pour cela on provoque l'inflammation du mélange avant la fin de la compression (appelée avance à l'allumage)
- les chaleurs massiques  $C_p$  et  $C_v$  ne sont pas constantes

Le diagramme de ce cycle pratique est schématisé Fig. 33.



**Fig. 33 : Diagramme de Watt réel**



**Fig. 34 : Cycle réel du moteur à essence**

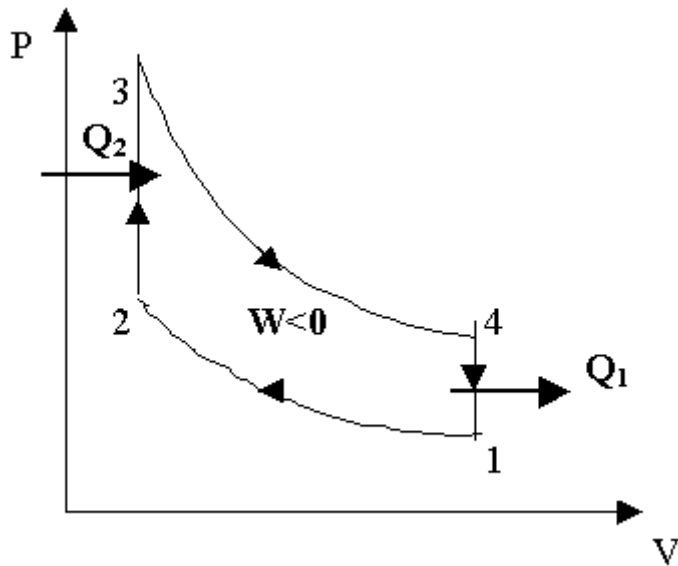
### 3) Cycle fictif du moteur à essence (Moteur à " air chaud ")

Le cycle de la Fig.35 s'approche déjà du cycle réel d'un moteur à essence : mais, il s'agit toujours d'un cycle ouvert (avec rejet des gaz brûlés dans l'atmosphère)

Afin de pouvoir opérer des calculs simples sur ce cycle, on l'assimile à un cycle fermé utilisant uniquement de l'air (gaz parfait) :

- la chaleur  $Q_2$  est amenée à l'air par l'explosion (combustion) 2-3 en introduisant une masse de carburant qu'on néglige par rapport à la masse d'air
- une chaleur  $Q_1$  est ensuite restituée pendant la phase 4-1 à l'atmosphère

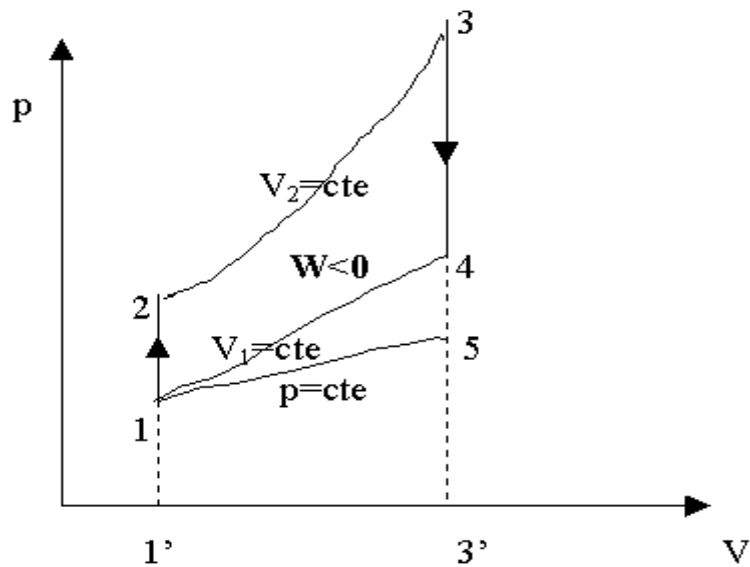
On obtient ainsi un cycle idéal avec de l'air chaud formé de transformations supposées réversibles:



- deux isentropes 1-2 et 3-4
- de deux isochores 2-3 et 4-1
- l'aire du cycle 1234 correspond au travail fourni par le moteur

**Fig. 35 : Cycle fictif du moteur à air chaud**

On représente ce cycle fictif dans un diagramme T-S :



**Fig. 36 : Cycle fictif du moteur à air chaud en T-S**

4) Le rendement thermique du moteur à essence

On définit le rendement thermique  $\eta_{th}$  d'un moteur comme le rapport du travail fourni  $W$  sur la chaleur reçue  $Q_2$  :

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_2} = \frac{\text{travail fourni}}{\text{chaleur reçue}}$$

Dans le diagramme T-S, le cycle fictif du moteur à air chaud (à masse  $m = \text{cte}$ ) est représenté par la Fig. 36, où :

- l'aire 1'233' =  $Q_2 = mc_v(T_3 - T_2)$
- l'aire 1'143' =  $Q_1 = mc_v(T_4 - T_1)$
- l'aire 1234 =  $W_k$  est le travail fourni ou travail utile

et donc,  $W_{\text{cycle}} = -(Q_2 + Q_1) = mc_v(T_2 - T_1 - T_4 - T_3)$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{cycle}}}{Q_2} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

d'où,

si, on désigne par :  $a = V_1/V_2$  le rapport de compression), on montre que :

$$T_3/T_4 = T_2/T_1 = a^{\gamma-1}$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - 1/a^{\gamma-1}$$

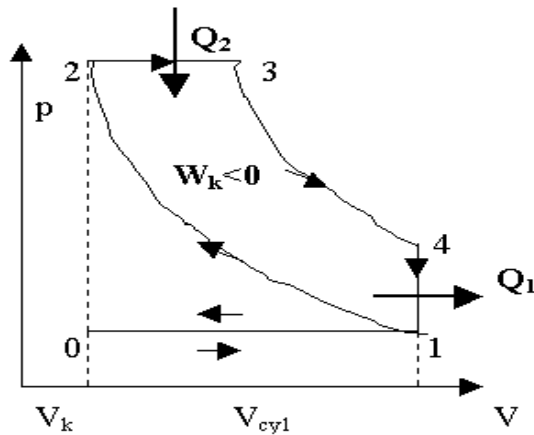
### IV-3-3. Cycle à pression constante

#### Moteur Diesel

Le cycle théorique du moteur Diesel est représenté dans le diagramme de Watt théorique en coordonnées (p,V) sur la Fig. 37:

- c'est un cycle ouvert avec évacuation des gaz brûlés à l'atmosphère
- ce cycle idéalisé est aussi constitué de quatre temps

#### 1) Cycle théorique ou Diagramme de watt théorique



On définit les grandeurs du cycle Diesel :

- $a = V_1/V_2$ , le taux de compression volumique
- $b = V_1/V_3$ , le taux de détente volumique
- $c = V_3/V_2 = a/b$ , le taux d'injection

**Fig. 37 : Cycle théorique de Watt**

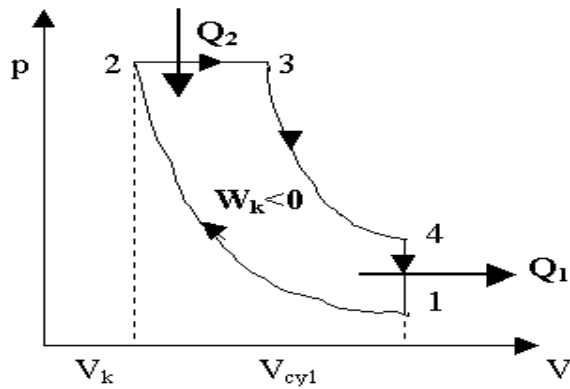
### 1) Caractéristiques du cycle :

- l'évolution 1-2 (compression isentropie) s'effectue uniquement sur l'air, le taux de compression est plus élevé ( $a = 25$ ) que pour le moteur à essence ( $a = 10$ )
- la température  $T_2$  en fin de compression est très élevée et afin d'éviter une auto-inflammation du mélange air-carburant au cours de la phase 1-2, on réalise une compression séparée de l'air et du carburant
- le carburant est alors injecté au point 2 dans la chambre de combustion rempli d'un air chaud comprimé avec  $T_2 < T_i$  (la température d'inflammation)
- d'où, une inflammation immédiate du mélange ne nécessitant pas de dispositif d'allumage (absence de bougies)
- l'injection est réglée de façon que la transformation 2-3 soit isobare à  $p = \text{cte}$ , donc le nom du cycle à pression constante pour le moteur Diesel

### 2) Cycle fictif à air du Moteur Diesel

Comme pour le moteur à essence, les hypothèses précédentes ne sont pas réalisables en pratique : on obtient un cycle réel du moteur Diesel qui s'écarte sensiblement du cycle théorique de la Fig.37. Le cycle idéal utilise comme fluide de l'air :





- deux isentropes 1-2 et 3-4

- une isobare 2-3

- une isochore 4-1

l'aire 1234 du cycle est égale à  $W_{\text{cycle}} = W_k$

**Fig. 38 : Cycle fictif à air du moteur Diesel**

### 3) Le rendement du Moteur Diesel

- la chaleur fournie  $Q_2 = mc_p(T_3 - T_2)$
- la chaleur cédée  $Q_1 = mc_v(T_1 - T_4)$
- le travail utile du cycle :  $W_k = -(Q_2 + Q_1)$

d'où, le rendement thermique du moteur Diesel :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_k}{Q_2} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Avec les définitions des taux de compression  $a$  et d'injection  $c$ , on obtient :

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\gamma \cdot a^{\gamma-1}} \cdot \frac{c^\gamma - 1}{c - 1}$$

Le rendement du moteur Diesel est plus élevé que le moteur à essence.

#### IV-3-4. Cycle Diesel mixte de Seiliger

Les moteurs Diesel actuels sont plus rapides car ils utilisent un cycle Diesel modifié :

- avec des injections plus rapides et courtes grâce à l'emploi de pompes d'injection HP permettant une pulvérisation très fine du carburant et des vitesses d'injection élevées.
- ce cycle comprend une combustion partiellement à  $P = \text{cte}$  et  $V = \text{cte}$

Ce cycle de Seiliger est représenté sur les Fig.39 et Fig.40 suivantes :

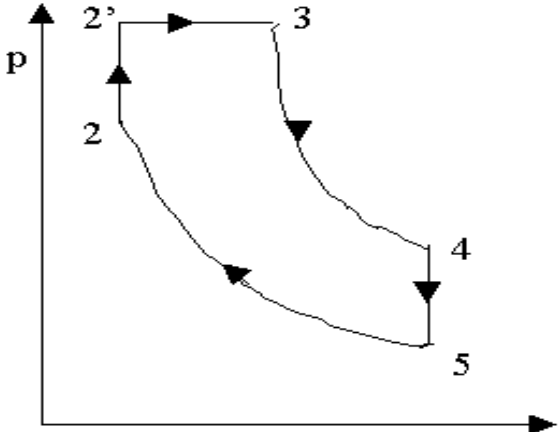


Fig.39 : Cycle mixte Diesel théorique

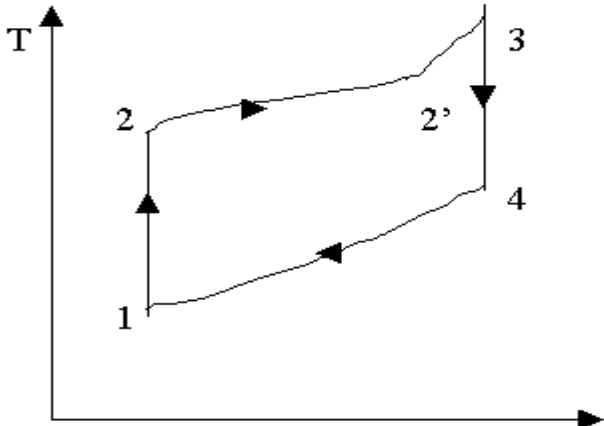


Fig.40 : Cycle mixte en T-S

## CHAPITRE V : Cogénération ou couplage chaleur-force

### V-1. Introduction

La cogénération est la génération simultanée d'énergie mécanique ou puissance ( en l'occurrence électricité) et énergie calorifique par un système intégré unique.

D'après le second principe de thermodynamique, un système produisant un travail échange nécessairement de la chaleur avec une source chaude (température plus élevée) et une source froide (température plus faible).

A titre indicatif, si on compare entre le procédé classique séparé et le procédé à cogénération, on voit que la consommation totale de l'énergie est supérieure dans le cas d'une production électricité- chaleur séparée et que les pertes sont de l'ordre presque du triple pour les deux installations contre la même production d'électricité et de chaleur. D'où l'intérêt essentiel de ces systèmes économiques.

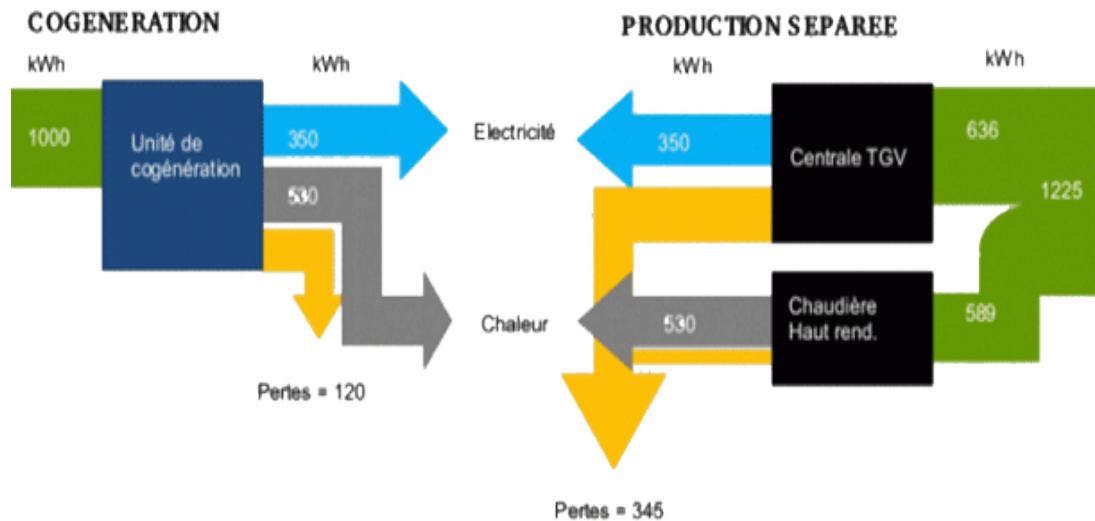


Fig.41 Schéma de comparaison

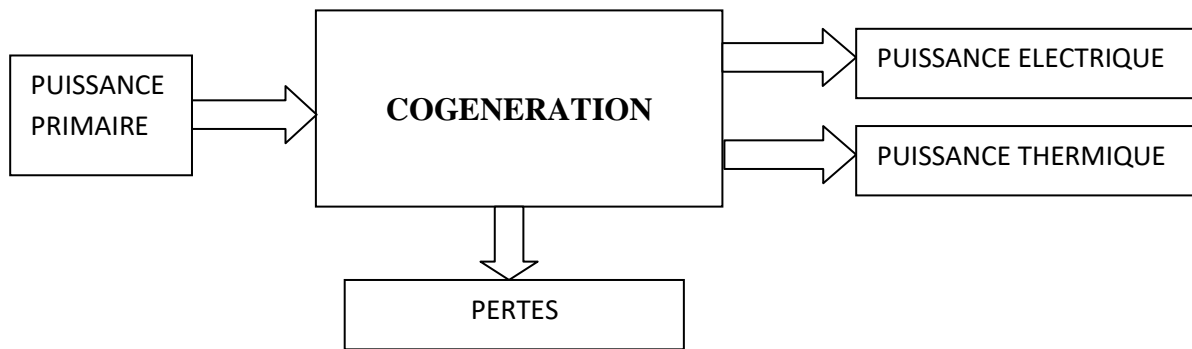
### V-2. Principe de fonctionnement

- La puissance primaire est définie par l'énergie de combustion :  $Q_{com} = \dot{m} PCI$

avec PCI est le pouvoir calorifique du combustible et  $\dot{m}$  le débit massique.

- La puissance électrique  $P_E$
- La puissance thermique  $P_Q$

- L'énergie perdue  $\dot{Q}_p$



**Fig.42 Schéma de principe**

On définit les paramètres suivants :

- le coefficient de répartition de l'énergie :  $\phi = P_Q/P_E$
- le rendement électrique :  $\alpha_E = P_E/\dot{m} \text{ PCI}$
- le rendement thermique :  $\alpha_Q = P_Q/\dot{m} \text{ PCI}$
- le rendement de cogénération :  $\eta_{cg} = \alpha_E + \alpha_Q = \alpha_E(1 + \phi)$

La production séparée d'électricité et de chaleur consomme une énergie primaire donnée par la formule suivante :

$$\dot{m}' \text{ PCI} = \frac{P_E}{\eta_E} + \frac{P_Q}{\eta_Q}$$

avec  $\eta_E$  et  $\eta_Q$  sont les rendements pour une production séparée

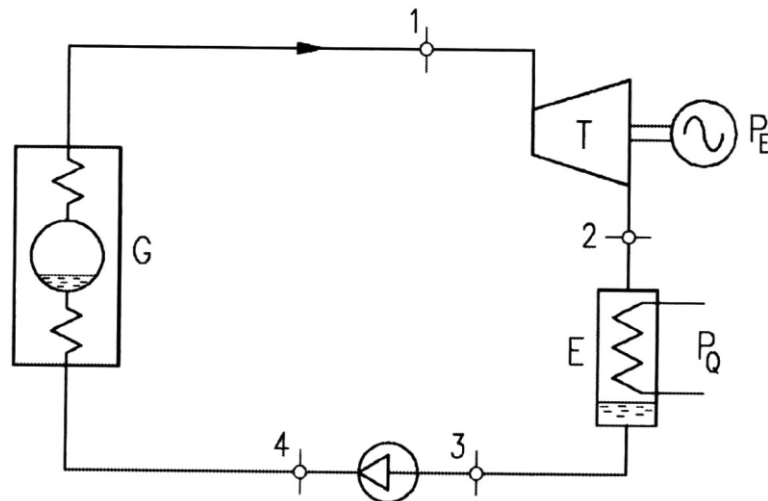
on en déduit que l'économie d'énergie primaire dans les systèmes à cogénération sera égale à :

$$EEP = \frac{\dot{m}' \text{ PCI} - \dot{m} \text{ PCI}}{\dot{m}' \text{ PCI}} = 1 - \frac{1}{\frac{\alpha_E}{\eta_E} + \frac{\alpha_Q}{\eta_Q}}$$

### V-3 Exemples de cogénération

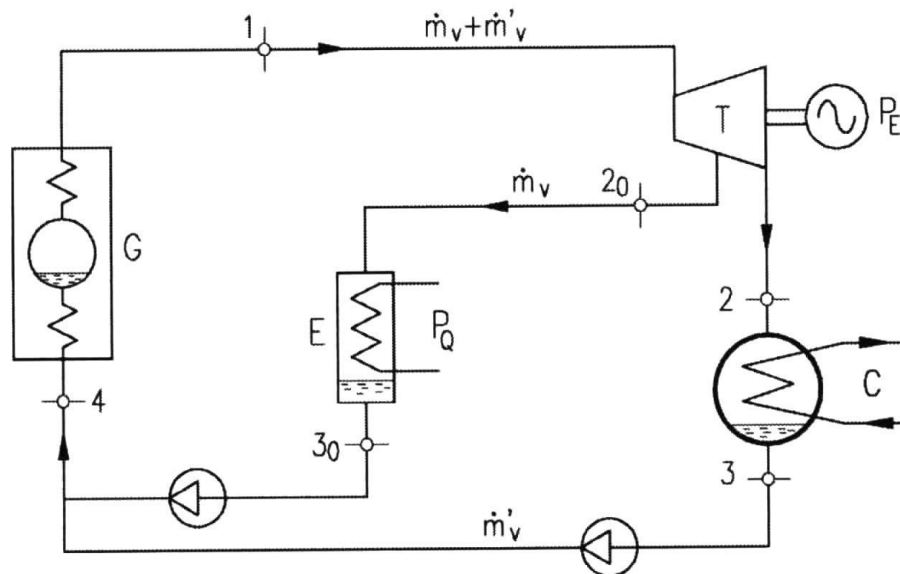
#### V-3-1. Dans les turbines à vapeur

- la turbine à contre pression : son rendement est élevé ( autour de 90% ) et son ratio chaleur / électricité est fixe.



**Fig.42 Turbine à contre pression**

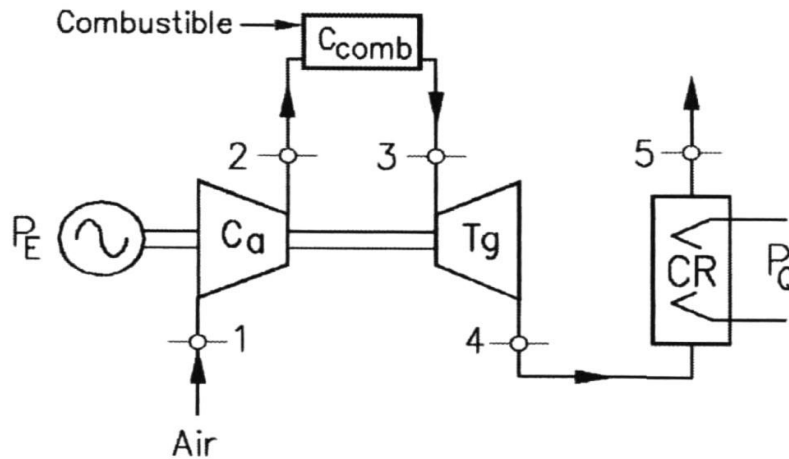
- la turbine à soutirage : son rendement est plus faible que pour la contre pression et son ratio chaleur / électricité est variable



**Fig.43 Turbine à soutirage**

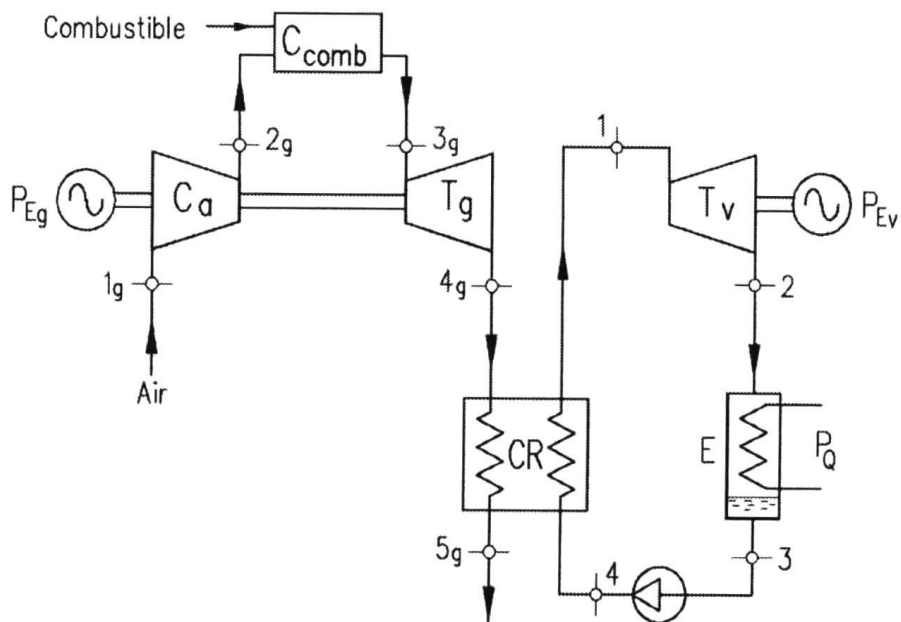
**V-3-2. Dans les turbines à gaz**

- dans une turbine à gaz simple : son rendement approche les 85%, le ratio chaleur/électricité est variable mais il ya possibilité de produire de l'eau chaude et de la vapeur d'eau.



**Fig.44 Cogénération dans une TAG**

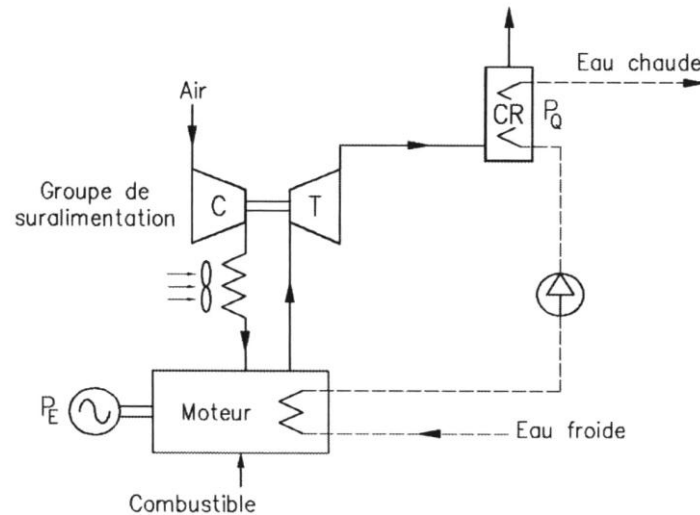
- le cycle combiné gaz-vapeur : le rendement est supérieur à 85%, la production de chaleur est indépendante de la production d'électricité.



**Fig.45 cogénération dans le cycle combiné**

### V-3-3. Dans les moteurs à gaz

- dans ce système, le rendement approche les 90%
- le ratio chaleur / électricité est fixe et avoisine l'unité
- la possibilité de produire de l'eau chaude
- limité à de faibles puissance : < 5 à 10 MW
- moins disponible que la turbine à gaz

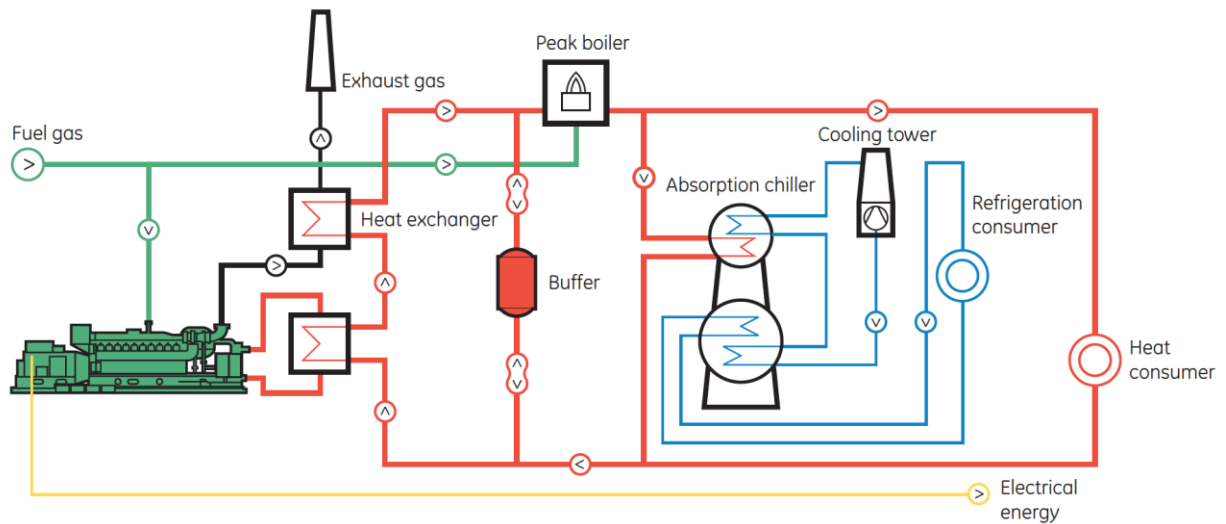


**Fig.46 Cogénération dans les moteurs à gaz**

Une cogénération ne peut que très rarement satisfaire en même temps les besoins en électricité et en chaleur :

- cogénération en base : la cogénération fournit la puissance thermique et électrique de base. Le déficit en énergie est obtenu par des dispositifs d'appoint.
- suivi des besoins de chaleur : toute la puissance thermique est produite par la cogénération. La puissance électrique peut être suffisante ou insuffisante, ex : chauffage de petits bâtiments.
- suivi des besoins en électricité : toute la puissance électrique est fournie par la cogénération. La puissance thermique en défaut est produite par des chaudières ex en industrie.
- la couverture de pointe : si le coût de la consommation de pointe devient excessif, il peut être intéressant d'utiliser une cogénération pour couvrir ces besoins (ex, moins de 1000 heures par an).

Toutefois, il serait d'autant plus intéressant de rentabiliser ces systèmes par du stockage thermique et pourquoi pas un système tri-génération (électricité- chaleur- froid) comme montré sur la Fig 47.



**Fig.47** Système à tri-génération

**Remarque importante :** Les figures sont importées de diverses sources bibliographiques pour la bonne compréhension du cours, sauf quelques unes dont la source est l'auteur.



### **Références bibliographiques**

- 1- I.Bazarov. “Thermodynamique”. Editions MIR, Moscou, 1998.
- 2- V. Kinillin, V. Sytchev, A. Sheindlin. “Thermodynamique Technique”. Editions MIR, Moscou, 1981.
- 3- O. Bonnefoy. “ Machines Thermiques”. Ecole supérieure des mines, St Etienne, 2014.
- 4- M. TAIBI « Machines hydrauliques et compresseur » offices des publications universitaires, Alger, 2<sup>ème</sup> édition 2006.
- 5- Pr. P. Dewallef, “La cogénération – principes et applications”. Ulg, Sciences appliquées, 2013.
- 6- La thermodynamique appliquée aux systèmes énergétiques. Fondation UNIT, Mines-Paristech.
- 7- K. Huyen. “Cours sur les turbines à gaz”. ENIM.
- 8- C. Haouy. “Exercices et cours de thermodynamique”. Pour BTS et 1<sup>er</sup> cycle universitaire, 2014.